THÈSES

présentées

A L'UNIVERSITE SCIENTIFIQUE ET MEDICALE DE GRENOBLE

pour obtenir

LE TITRE DE

DOCTEUR - INGÉNIEUR

par

ROBERT MORACCHIOLI

Ingénieur Arts et Métiers

Première Thèse

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE D'UN CONVERTISSEUR THERMIQUE DE PETITE PUISSANCE

Deuxième Thèse

Propositions données par la Faculté

CONSIDÉRATIONS SUR L'UTILISATION DE L'ÉNERGIE THERMIQUE A TEMPÉRATURE MODÉRÉE

Soutenues le 27 Octobre 1972 devant la Commission d'Examen

JURY

Président : **L. NEEL**, *Membre de l'Institut*

Examinateurs : **J. KRAVTCHENKO**

A. CRAYA

Rapporteur : **L. SANTON**

Invité : **H. MONDIN**

THÈSES

présentées

A L'UNIVERSITE SCIENTIFIQUE ET MEDICALE DE GRENOBLE

pour obtenir

LE TITRE DE

DOCTEUR - INGÉNIEUR

par

ROBERT MORACCHIOLI

Ingénieur Arts et Métiers

Première Thèse

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE D'UN CONVERTISSEUR THERMIQUE DE PETITE PUISSANCE

Deuxième Thèse

Propositions données par la Faculté

CONSIDÉRATIONS SUR L'UTILISATION DE L'ÉNERGIE THERMIQUE A TEMPÉRATURE MODÉRÉE

Soutenues le 27 Octobre 1972 devant la Commission d'Examen

JURY

Président : **L. NEEL**, *Membre de l'Institut*

Examinateurs : **J. KRAVTCHENKO**

A. CRAYA

Rapporteur : **L. SANTON**

Invité : **H. MONDIN**

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

LISTE DES PROFESSEURS

Président : Monsieur Michel SOUTIF
Vice-Président : Monsieur Gabriel CAU

PROFESSEURS TITULAIRES

MM.	ANGLES D'AURIAC Paul	Mécanique des fluides
	ARNAUD Georges	Clinique des maladies infectieuses
	ARNAUD Paul	Chimie
	AUBERT Guy	Physique
	AYANT Yves	Physique approfondie
Mme	BARBIER Marie-Jeanne	Electrochimie
MM.	BARBIER Jean-Claude	Physique expérimentale
	BARBIER Reynold	Géologie appliquée
	BARJON Robert	Physique nucléaire
	BARNOUD Fernand	Biosynthèse de la cellulose
	BARRA Jean-René	Statistiques
	BARRIE Joseph	Clinique chirurgicale
	BENOIT Jean	Radioélectricité
	BERNARD Alain	Mathématiques Pures
	BESSON Jean	Electrochimie
	BEZES Henri	Chirurgie générale
	BLAMBERT Maurice	Mathématiques Pures
	BOLLIET Louis	Informatique (IUT B)
	BONNET Georges	Electrotechnique
	BONNET Jean-Louis	Clinique ophtalmologique
	BONNET-EYMARD Joseph	Pathologie médicale
	BONNIER Etienne	Electrochimie Electrométallurgie
	BOUCHERLE André	Chimie et Toxicologie
	BOUCHEZ Robert	Physique nucléaire
	BRAVARD Yves	Géographie
	BRISSONNEAU Pierre	Physique du Solide
	BUYLE-BODIN Maurice	Electronique
	CABANAC Jean	Pathologie chirurgicale
	CABANEL Guy	Clinique rhumatologique et hydrologie
	CALAS François	Anatomie
	CARRAZ Gilbert	Biologie animale et pharmacodynamie
	CAU Gabriel	Médecine légale et Toxicologie
	CAUQUIS Georges	Chimie organique
	CHABAUTY Claude	Mathématiques Pures
	CHARACHON Robert	Oto-Rhino-Laryngologie
	CHATEAU Robert	Thérapeutique
	CHENE Marcel	Chimie papetière
	COEUR André	Pharmacie chimique
	CONTAMIN Robert	Clinique gynécologique
	COUDERC Pierre	Anatomie Pathologique
	CRAYA Antoine	Mécanique
Mme	DEBELMAS Anne-Marie	Matière médicale
MM.	DEBELMAS Jacques	Géologie générale
	DEGRANGE Charles	Zoologie
	DESSAUX Georges	Physiologie animale
	DODU Jacques	Mécanique appliquée
	DOLIQUE Jean-Michel	Physique des plasmas
	DREYFUS Bernard	Thermodynamique
	DUCROS Pierre	Cristallographie
	DUGOIS Pierre	Clinique de Dermatologie et Syphiligraphi
	FAU René	Clinique neuro-psychiatrique
	FELICI Noël	Electrostatique
	GAGNAIRE Didier	Chimie physique
	GALLISSOT François	Mathématiques Pures
	GALVANI Octave	Mathématiques Pures
	GASTINEL Noël	Analyse numérique

MM.	GIRAUD Pierre	Géologie
	KLEIN Joseph	Mathématiques Pures
Mme	KOFLER Lucie	Botanique et Physiologie végétale
MM.	KOSZUL Jean-Louis	Mathématiques Pures
	KRAVTCHENKO Julien	Mécanique
	KUNTZMANN Jean	Mathématiques Appliquées
	LACAZE Albert	Thermodynamique
	LACHARME Jean	Biologie végétale
	LATREILLE René	Chirurgie générale
	LATURAZE Jean	Biochimie pharmaceutique
	LAURENT Pierre	Mathématiques Appliquées
	LEDRU Jean	Clinique médicale B
	LLIBOUTRY Louis	Géophysique
	LOUP Jean	Géographie
Mle	LUTZ Elisabeth	Mathématiques Pures
MM.	MALGRANGE Bernard	Mathématiques Pures
	MALINAS Yves	Clinique obstétricale
	MARTIN-NOEL Pierre	Séméiologie médicale
	MASSEPORT Jean	Géographie
	MAZARE Yves	Clinique médicale A
	MICHEL Robert	Minéralogie et Pétrographie
	MOURIQUAND Claude	Histologie
	MOUSSA André	Chimie nucléaire
	NEEL Louis	Physique du Solide
	OZENDA Paul	Botanique
	PAUTHENET René	Electrotechnique
	PAYAN Jean-Jacques	Mathématiques Pures
	PEBAY-PEYROULA Jean-Claude	Physique
	PERRET René	Servomécanismes
	PILLET Emile	Physique industrielle
	RASSAT André	Chimie systématique
	RENARD Michel	Thermodynamique
	REULOS René	Physique Industrielle
	RINALDI Renaud	Physique
	ROGET Jean	Clinique de pédiatrie et de puériculture
	SANTON Lucien	Mécanique
	SEIGNEURIN Raymond	Microbiologie et Hygiène
	SENGEL Philippe	Zoologie
	SILBERT Robert	Mécanique des fluides
	SOUTIF Michel	Physique générale
	TANCHE Maurice	Physiologie
	TRAYNARD Philippe	Chimie générale
	VAILLAND François	Zoologie
	VALENTIN Jacques	Physique nucléaire
	VAUQUOIS Bernard	Calcul électronique
Mme	VERAIN Alice	Pharmacie galénique
M.	VERAIN André	Physique
Mme	VEYRET Germaine	Géographie
MM.	VEYRET Paul	Géographie
	VIGNAIS Pierre	Biochimie médicale
	YOCCOZ Jean	Physique nucléaire théorique

PROFESSEURS ASSOCIES

MM.	BULLEMER Bernhard	Physique
	HANO JUN-ICHI	Mathématiques Pures
	STEPHENS Michaël	Mathématiques Appliquées

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41544309_0049

PROFESSEURS SANS CHAIRE

MM.	BEAUDOING André	Pédiatrie
Mme	BERTRANDIAS Françoise	Mathématiques Pures
MM.	BERTRANDIAS Jean-Paul	Mathématiques Appliquées
	BIAREZ Jean-Pierre	Mécanique
	BONNETAIN Lucien	Chimie minérale
Mme	BONNIER Jane	Chimie générale
MM.	CARLIER Georges	Biologie végétale
	COHEN Joseph	Electrotechnique
	COUMES André	Radioélectricité
	DEPASSEL Roger	Mécanique des fluides
	DEPORTES Charles	Chimie minérale
	DESRE Pierre	Métallurgie
	GAUTHIER Yves	Sciences biologiques
	GEINDRE Michel	Electroradiologie
	GERMAIN Jean-Pierre	Mécanique
	GIDON Paul	Géologie et Minéralogie
	GLENAT René	Chimie organique
	HACQUES Gérard	Calcul numérique
	JANIN Bernard	Géographie
Mme	KAHANE Josette	Physique
MM.	MULLER Jean-Michel	Thérapeutique
	PERRIAUX Jean-Jacques	Géologie et minéralogie
	POULOUJADOFF Michel	Electrotechnique
	REBECQ Jacques	Biologie (CUS)
	REVOL Michel	Urologie
	REYMOND Jean-Charles	Chirurgie générale
	ROBERT André	Chimie papetière
	SARRAZIN Roger	Anatomie et chirurgie
	SARROT-REYNAULD Jean	Géologie
	SIBILLE Robert	Construction Mécanique
	SIROT Louis	Chirurgie générale
Mme	SOUTIF Jeanne	Physique générale

MAITRES DE CONFERENCES ET MAITRES DE CONFERENCES AGREGES

Mle	AGNIUS-DELORD Claudine	Physique pharmaceutique
	ALARY Josette	Chimie analytique
MM.	AMBLARD Pierre	Dermatologie
	AMBROISE-THOMAS Pierre	Parasitologie
	ARMAND Yves	Chimie
	BEGUIN Claude	Chimie organique
	BELORIZKY Elie	Physique
	BENZAKEN Claude	Mathématiques Appliquées
	BILLET Jean	Géographie
	BLIMAN Samuel	Electronique (EIE)
	BLOCH Daniel	Electrotechnique
Mme	BOUCHE Liane	Mathématiques (CUS)
MM.	BOUCHET Yves	Anatomie
	BOUSSARD Jean-Claude	Mathématiques Appliquées
	BOUVARD Maurice	Mécanique des fluides
	BRIERE Georges	Physique expérimentale

MM.	BRODEAU François	Mathématiques (IUT B)
	BRUGEL Lucien	Energétique
	BUISSON Roger	Physique
	BUTEL Jean	Orthopédie
	CHAMBAZ Edmond	Biochimie médicale
	CHAMPETIER Jean	Anatomie et organogénèse
	CHIAVERINA Jean	Biologie appliquée (EFP)
	CHIBON Pierre	Biologie animale
	COHEN-ADDAD Jean-Pierre	Spectrométrie physique
	COLOMB Maurice	Biochimie médicale
	CONTE René	Physique
	CROUZET Guy	Radiologie
	DURAND Francis	Métallurgie
	DUSSAUD René	Mathématiques (CUS)
Mme	ETERRADOSSI Jacqueline	Physiologie
MM.	FAURE Jacques	Médecine légale
	GAVEND Michel	Pharmacologie
	GENSAC Pierre	Botanique
	GIDON Maurice	Géologie
	GRIFFITHS Michaël	Mathématiques Appliquées
	GROULADE Joseph	Biochimie médicale
	HOLLARD Daniel	Hématologie
	HUGONOT Robert	Hygiène et Médecine préventive
	IDELMAN Simon	Physiologie animale
	IVANES Marcel	Electricité
	JALBERT Pierre	Histologie
	JOLY Jean-René	Mathématiques Pures
	JOUBERT Jean-Claude	Physique du Solide
	JULLIEN Pierre	Mathématiques Pures
	KAHANE André	Physique générale
	KUHN Gérard	Physique
Mme	LAJZEROWICZ Jeannine	Physique
MM.	LAJZEROWICZ Joseph	Physique
	LANCIA Roland	Physique atomique
	LE JUNTER Noël	Electronique
	LEROY Philippe	Mathématiques
	LOISEAUX Jean-Marie	Physique nucléaire
	LONGEQUEUE Jean-Pierre	Physique nucléaire
	LUU DUC Cuong	Chimie Organique
	MACHE Régis	Physiologie végétale
	MAGNIN Robert	Hygiène et Médecine préventive
	MARECHAL Jean	Mécanique
	MARTIN-BOUYER Michel	Chimie (CUS)
	MAYNARD Roger	Physique du Solide
	MICHOULIER Jean	Physique (IUT A)
	MICOUD Max	Maladies infectieuses
	MOREAU René	Hydraulique (INP)
	NEGRE Robert	Mécanique
	PARAMELLE Bernard	Pneumologie
	PECCOUD François	Analyse (IUT B)
	PEFFEN René	Métallurgie
	PELMONT Jean	Physiologie animale
	PERRET Jean	Neurologie
	PERRIN Louis	Pathologie expérimentale
	PFISTER Jean-Claude	Physique du Solide
	PHELIP Xavier	Rhumatologie
Mle	PIERY Yvette	Biologie animale

MM.	RACHAIL Michel	Médecine Interne
	RACINET Claude	Gynécologie et obstétrique
	RICHARD Lucien	Botanique
Mme	RINAUDO Marguerite	Chimie macromoléculaire
MM.	ROMIER Guy	Mathématiques (IUT B)
	ROUGEMONT (DE) Jacques	Neuro-Chirurgie
	SHAN Jean-Claude	Chimie Générale
	STIEGLITZ Paul	Anesthésiologie
	STOEBNER Pierre	Anatomie pathologique
	VAN CUTSEM Bernard	Mathématiques Appliquées
	VEILLON Gérard	Mathématiques Appliquées (INP)
	VIALON Pierre	Géologie
	VOOG Robert	Médecine interne
	VROUSSOS Constantin	Radiologie
	ZADWORNY François	Electronique

MAITRES DE CONFERENCES ASSOCIES

MM.	BOUDOURIS Georges	Radioélectricité
	CHEEKE John	Thermodynamique
	GOLDSCHMIDT Hubert	Mathématiques
	SIDNEY STUARD	Mathématiques Pures
	YACOUD Mahmoud	Médecine légale

CHARGES DE FONCTIONS DE MAITRES DE CONFERENCES

Mme	BERIEL Hélène	Physiologie
Mme	RENAUDET Jacqueline	Microbiologie

AVANT - PROPOS

Le présent travail a été réalisé au Service des Transferts Thermiques du Département de Transfert et de Conversion d'Energie au Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble.

Monsieur le Professeur NEEL, Membre de l'Institut, Prix Nobel de Physique, m'a fait l'honneur d'accepter la présidence du Jury d'Examen. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je suis particulièrement reconnaissant à Monsieur le Professeur SANTON d'avoir bien voulu assurer la direction de ces thèses. L'intérêt qu'il a porté à mes travaux et ses conseils m'ont été précieux.

Ma gratitude s'adresse également à Monsieur le Professeur CRAYA et à Monsieur le Professeur KRAVTCHENKO qui ont bien voulu me faire l'honneur de participer à la Commission d'Examen.

Monsieur MONDIN, Chef du Département de Transfert et de Conversion d'Energie m'a réservé un accueil encourageant dans son Département et à toujours suivi avec intérêt le déroulement de cette étude. Je lui exprime toute ma reconnaissance.

Que Monsieur SEMERIA, Chef du Service de Transferts Thermiques, dont les travaux et les conseils ont été pour moi des éléments importants pour mener à bien cette étude, veuille trouver ici tous mes remerciements.

Je tiens à remercier Messieurs LAVIGNE, DE CACHARD, LATROBE, Ingénieurs au Service des Transferts Thermiques qui m'ont fait bénéficier de leur compétence.

Je remercie particulièrement Messieurs ANDREOLETY, CHEVRIER, GOUZY, LAUROZ et tous ceux qui permettent à de simples idées de dépasser le stade de la cogitation.

Je remercie tout le Personnel du Service des Transferts Thermiques auprès de qui j'ai toujours trouvé un accueil sympathique et une aide précieuse.

TABLE DES MATIERES

NOMENCLATURE

INTRODUCTION

CHAPITRE 1 : ETUDE DU CONVERTISSEUR D'ENERGIE DE PETITE PUISSANCE

Introduction

1.1. Sources d'énergie autonomes

1.1.1. Autonomie
1.1.2. Puissance spécifique

1.2. Elément de conversion

1.3. Machines thermiques

1.3.1. Cycle thermodynamique
1.3.2. Machine de conversion

1.4. Etude du convertisseur à cycle de RANKINE

1.4.1. Rendement de CARNOT
1.4.2. Rendement thermique du fluide de travail

1.5. Autres particularités des convertisseurs thermiques de petites puissance

1.5.1. Régulation
1.5.2. Echangeurs diphasiques

CHAPITRE 2 : UTILISATION DES STRUCTURES POREUSES SUR LES PAROIS DES ECHANGEURS DIPHASIQUES DES CONVERTISSEURS THERMIQUES DE PETITE PUISSANCE

Introduction

2.1. Différentes solutions d'échangeurs diphasiques

2.1.1. Définition de l'évaporateur
2.1.2. Définition du condenseur

2.2. Etude des structures poreuses

2.2.1. Equilibre du système triphasique
2.2.2. Modèle théorique d'une structure poreuse
2.2.3. Caractéristiques capillaires
2.2.4. Mouillabilité
2.2.5. Caractéristiques du transfert de masse
2.2.6. Caractéristiques du transfert de chaleur

2.3. Utilisation de la structure poreuse comme support de changement de phase

2.3.1. Etude thermohydrodynamique
2.3.2. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse longitudinal dans le poreux
2.3.3. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse en dehors du milieu poreux
2.3.4. Cas du transfert de chaleur par mélange
2.3.5. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse dans le poreux partiellement saturé.
2.3.6. Limites d'utilisation de ces structures
2.3.7. Conclusion.

2.4. Conception des échangeurs diphasiques

2.4.1. Hydrodynamique de la phase vapeur
2.4.2. Limites de fonctionnement
2.4.3. Influence des incondensables
2.4.4. Assemblage des surfaces élémentaires
2.4.5. Problèmes technologiques

Conclusion

CHAPITRE 3 : ETUDES EXPERIMENTALES

3.1. Etude expérimentale des structures poreuses

3.1.1. Etude expérimentale des phénomènes capillaires
3.1.2. Etude expérimentale du transfert de masse
3.1.3. Détermination de la conductibilité thermique

3.2. Etude expérimentale des surfaces de changement de phase

3.2.1. Surface de condensation
3.2.2. Surface d'évaporation

CHAPITRE 4 : REALISATION D'UN CONVERTISSEUR

Introduction

4.1. Problème de climatisation des plongeurs sous-marins

4.2. Conception du convertisseur

4.2.1. Elément de conversion
4.2.2. Evaporateur
4.2.3. Condenseur
4.2.4. Appareillage annexe
4.2.5. Mise en oeuvre

4.3. Conclusion

CONCLUSION GENERALE

REFERENCES

NOMENCLATURE

Avertissement

Le même symbole parfois attribué à plusieurs grandeurs différentes sera toujours défini lorsqu'il pourrait y avoir confusion.

Lettres latines

a : surface spécifique du poreux

b : paramètre d'inertie

C : coefficient d'inertie

Cp : capacité calorifique

D, D_p : diamètre de la particule élémentaire

e : épaisseur de la paroi poreuse, largeur du canal de soutirage

F : énergie libre d'HELMHOLTZ

f : énergie de surface

f_{sv} : énergie résiduelle de surface

$\vec{g}$: vecteur accélération de la pesanteur

h : dimension élémentaire d'une structure poreuse théorique, coefficient d'échange thermique

H : enthalpie

k : perméabilité, coefficient de proportionnalité

ℓ, ℓ' : dimension élémentaire d'une structure poreuse

L : dimension élémentaire d'une structure poreuse, longueur

$\mathcal{L}$: chaleur latente de vaporisation

m : masse

$H_f = \frac{\gamma_{LV}\, \mathcal{L}\, \rho_\ell}{\mu}$: paramètre fluide de travail

N_p : paramètre de pression : $\frac{\rho_\ell \gamma_{LV} g}{P^2}$

$N_u = \frac{hD}{\lambda}$: nombre de Nusselt

P : pression

$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$: nombre de Prandtl

Q : puissance thermique

q : débit massique

$q' = \frac{Q}{S_e\, \varepsilon h}$

$\overline{R}$: rayon de pore équivalent

R_H : rayon hydraulique équivalent

$\mathcal{R}$: rayon de courbure

R_a : nombre de Reyleigh $\alpha(\rho C)_f$ kg e $\Delta T/\nu\lambda$

$R_e = \frac{\rho V D}{\mu}$, ou $\frac{\rho V \sqrt{k}}{\mu}$: nombre de Reynolds

$R_{ep} = \frac{\rho V_p D}{\mu}$: nombre de Reynolds pariétal

R : constante des gaz parfaits

S : entropie, surface

$S_t = \frac{h}{Cq'}$: nombre de Stanton

S_e : surface d'évaporation

T : température

t : temps

U : énergie interne

V : volume

$W_e = \frac{\rho_v V_v^2\, \ell'}{\gamma_{LV}}$: nombre de Wéber

x,y,z : référentiel cartésien.

Lettres grecques

α : angle de contact

β : coefficient empirique d'influence entre deux molécules

γ : tension superficielle

Δ : dimension élémentaire de la cellule poreuse

Γ : coefficient d'adsorption de GIBBS

ε : porosité

θ : inclinaison

λ : conductibilité

μ : viscosité dynamique

ν : viscosité cinématique, rapport des conductibilités liquide/solide

ρ : masse volumique

σ : angle de compactage

φ : flux thermique.

Indices

s : solide

ℓ : liquide

v : vapeur

e : évaporateur

c : condenseur

i : interface

m : mélange

o : paroi, valeur initiale

p : paroi

φ : flux

T : température

1 : source chaude

2 : source froide

Eléments différentiels

dM, dx, dy, dz : longueur

dS : surface

dV : volume

Opérateurs

δ : déplacement virtuel

∇ : opérateur "nabla"

Δ : Laplacien

$< >$: moyenne

INTRODUCTION

Depuis quelques années, le problème du stockage de l'énergie est devenu un sujet d'étude important, dont le but, en particulier, est de répondre à un besoin en générateurs d'énergie autonomes de petite puissance, exprimé par certains domaines de la recherche tels que la médecine (coeur artificiel), l'océanographie (climatisation et propulsion des plongeurs sous-marins) ou l'espace (alimentation des systèmes électriques ou électroniques, générateurs d'appoint en énergie mécanique). Le cahier des charges de ces appareils, malgré la spécificité propre à chaque étude, fait apparaître l'importance de certains paramètres tels que :

- l'autonomie
- la forme sous laquelle l'énergie est demandée
- la gamme de puissance
- la puissance spécifique
- le régime de fonctionnement (continu ou intermittant)
- les caractéristiques du milieu où se trouve l'appareil
- un entretien très réduit ou nul
- une très grande fiabilité
- une régulation simple

A partir de ces éléments nous avons essayé de déterminer les critères d'optimisation d'un tel appareil. Aussi avons nous tout d'abord étudié les conditions d'existence d'un générateur d'énergie placé dans un milieu généralement "hostile" aux solutions classiques (milieu anaérobie, fonctionnement omnidirectionnel, champ gravifique variable). Après avoir

proposé une solution basée sur une source d'énergie thermique et une machine de conversion thermique-mécanique qui utilise le cycle diphasique de RANKINE, nous avons développé de façon théorique et expérimentale des échangeurs (évaporateurs et condenseurs) originaux, particulièrement adaptés aux petites puissances, qui utilisent les propriétés capillaires des structures poreuses et permettent la mise en oeuvre simple d'une machine thermique diphasique.

Enfin, nous avons utilisé les résultats obtenus pour l'étude et la réalisation d'un générateur d'énergie thermique et mécanique adapté à la climatisation des plongeurs sous-marins.

CHAPITRE 1

ETUDE DES GENERATEURS D'ENERGIE DE PETITE PUISSANCE

INTRODUCTION

A partir de la puissance fournie par une source d'énergie, l'optimisation d'un générateur de petite puissance peut être envisagée de différentes manières. Nous pouvons considérer trois types d'optimisation :

- en rendement : $\frac{\text{KW fournis}}{\text{KW reçus}}$

- en masse : $\frac{\text{KW fournis}}{\text{Kg}}$

- en prix : prix de revient du KW fournis.

Par ailleurs, la diversité des besoins fait apparaître des facteurs spécifiques à chaque étude qui rendent l'optimisation évolutive en fonction de l'utilisation.

Pour une gamme de puissance que nous nous sommes fixés de quelques watts à 1 kW mécanique, nous avons considéré les différents paramètres qui influencent le projet d'un générateur d'énergie de petite puissance ; nous avons porté notre attention sur les sources d'énergie autonomes utilisables et les éléments de conversion qui adaptent la forme d'énergie stockée à la forme sous laquelle elle sera utilisée, avec toujours comme critère de choix la puissance spécifique maximale fournie par le générateur.

1.1. Sources d'énergie autonomes

Les domaines intéressés par ces types de générateurs d'énergie font apparaître que les sources envisageables ne doivent pas être soumises, pour leur fonctionnement, aux conditions du milieu extérieur, ce qui de ce fait, élimine les sources à combustion et à part quelques cas l'énergie solaire, pour ne laisser subsister comme sources autonomes et transportables que :

- les sources radioisotopiques
- les sources à accumulation thermique
- les sources à accumulation chimique.

Le choix d'un type de source particulier est soumis à un certain nombre de considérations que nous allons développer.

1.1.1. Autonomie

Ce paramètre est certainement un des éléments essentiels du choix. Sur la figure [1.1] nous avons représenté les gammes d'utilisation des différentes sources d'énergie en fonction de l'autonomie du générateur. Nous pouvons constater la spécificité de chaque type de source et en conclure que pour des appareils à grande autonomie (coeur artificiel, relais de communication...) la source radioisotopique est la seule envisageable alors que pour des appareils à fonctionnement intermittent, d'une autonomie de quelques heures, il est possible de choisir entre les accumulateurs chimiques et les accumulateurs thermiques.

Les piles à combustible semblent être intéressantes pour un créneau compris entre 10 et 1000 heures, bien que leur mise en point soit relativement lente.

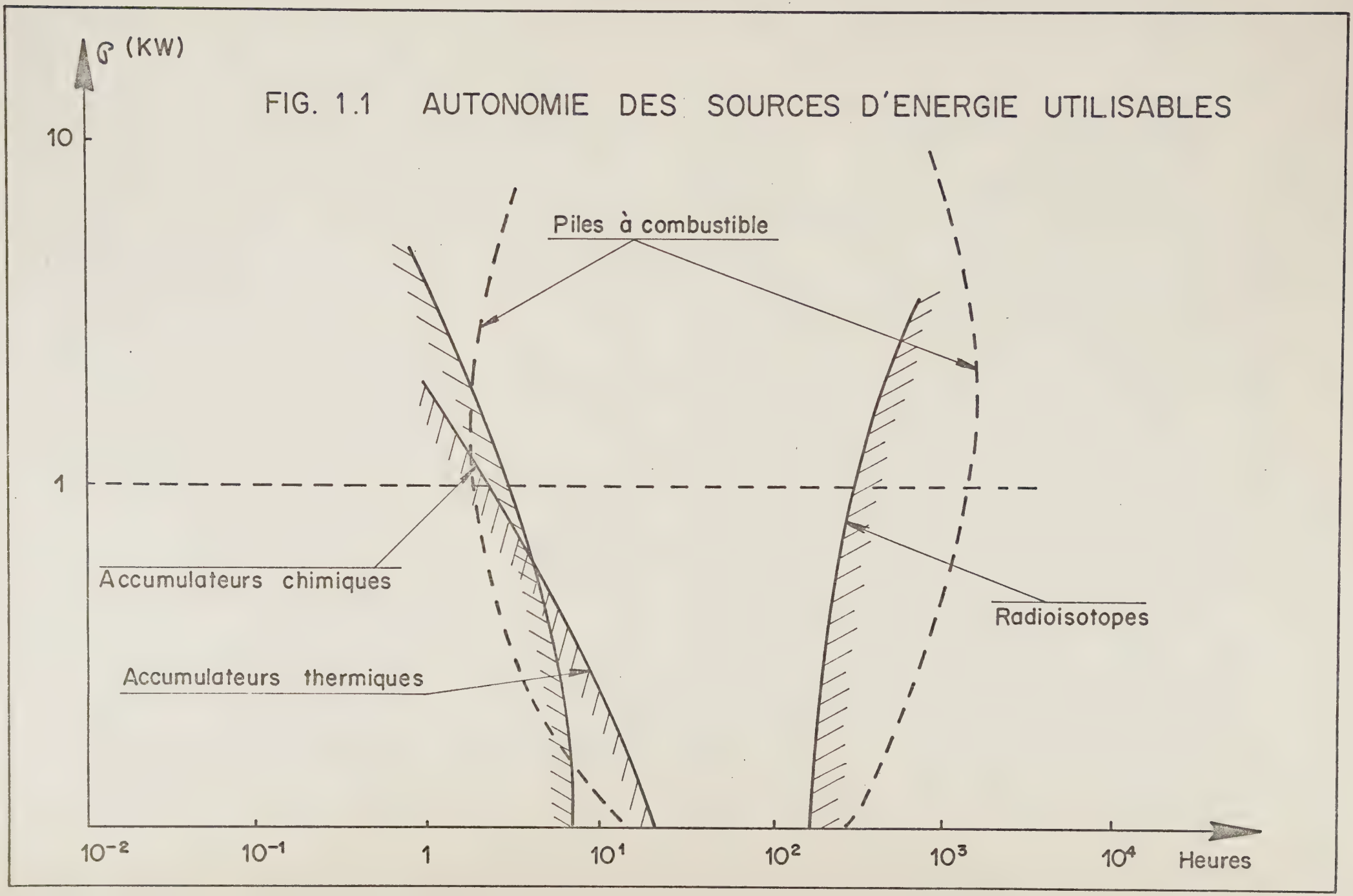


FIG. 1.1 AUTONOMIE DES SOURCES D'ENERGIE UTILISABLES

1.1.2. Puissance spécifique

Les conditions de légèreté et d'encombrement réduit imposent une solution à puissance spécifique élevée, ce qui nécessite une source d'énergie à forte capacité de stockage. Les sources radioisotopiques telles que le COBALT 60, le STRONTIUM 90, le CESIUM 137 ou le CERIUM 144 sont rendus inutilisables du fait de leur important blindage de protection. Il reste le POLONIUM 210, le PLUTONIUM 238 et le PROMETHIUM 147 dont les rayonnements sont arrêtés par des écrans de faible épaisseur et peuvent donc stocker des énergies de l'ordre de 110 Wh/kg. Toutefois, leur prix de revient rend souvent leur emploi prohibitif. Leurs caractéristiques sont reportées sur la figure [1.2].

Dans le cas des générateurs à recharge fréquente, il peut être envisagé l'utilisation des accumulateurs chimiques ou thermiques pour les petites puissances électriques (quelques watts) et l'avantage des accumulateurs thermiques sur les précédents dès que la puissance augmente.

En effet, les meilleures batteries actuelles ne peuvent stocker que 30 Wh/kg alors que des accumulateurs à sels fondus peuvent stocker par changement de phase solide-liquide jusqu'à 300 Wh/kg. Sur les figures [1.3] et [1.4] sont reportées les caractéristiques de ces deux types d'accumulateurs.

1.2. Elément de conversion

Un élément de conversion est nécessaire chaque fois que la forme sous laquelle l'énergie est demandée n'est pas la même que celle de la source ; ce qui est souvent le cas. Dans la figure [1.2] nous avons représenté les différentes possibilités de couplage énergétique entre la source et le récepteur. Pourtant si la solution radio-isotopique s'impose dans le cas des générateurs de grande autonomie, dans le cas des générateurs à recharge fréquente, si l'énergie demandée est électrique et sous faible puissance les batteries sont intéressantes, dans tous les autres cas l'accumulateur thermique est plus avantageux.

	Prométhium 147 [^{147}Pm]	Polonium 210 [^{210}Po]	Plutonium 238 [^{238}Pu]
Demi-vie (années)	2,62	0,38	86,4
Etat physique	$Pm_2 O_3$	métal	$Pu O_2$
W/g : puissance massique	0,27	140	0,39
W/cm^3 : puissance volumique	15	1300	3,3
Rayonnement émis	β, γ	α	α_n
Protection nécessaire	faible	faible	faible
Point de fusion (°C)	2300	254	2250
Disponibilités en 1970 kW thermiques	5	9400	15
Prix actuel $/W	558	780	1600

Fig. [12] Sources radioisotopiques utilisables

Type d'accumulateur	Cycle électro-chimique	Energie massique Wh/kg	Puissance massique max. W/kg	Tension d'utilisation (V)	Durée de vie en cycles	Caractéristiques d'utilisation	Applications	Recherches en cours
Plomb	PbO_2 / Pb	30	200	1,9-2	500 à 1000	80 % de la production Prix modique Facilité de charge	Démarrage des voitures Traction	Allègement
Nickel-Fer	Ni / Fe	30-35	50	1,15-1,20	3000	Longévité	Chariots de manutention	Diminution de la résistance interne et amélioration de la rechargeabilité
Nickel-Cadmium à plaques pochettes	Ni / Cd	25-28	250	1,20	1500	Gamme de température (-60 + 60°C) Prix élevé	Démarrage des locomotives	Diminution du prix de revient
Nickel-Cadmium à plaques frittées	Ni / Cd	30-35	750-1000	1,20	1000	Etanchéité Puissance élevée	Espace aviation Electroménager	Amélioration du temps de charge (1 mn)
Argent-Zinc	AgO / Zn	120	850-1000	1,50	30 à 80	Puissance élevée Prix très élevé	Engins torpilles Démarrage d'hélicoptères	Accroissement de la durée de vie
Argent-Cadmium	AgO / Cd	60	200	1,10	500	Prix très élevé Puissance élevée	Caméras, télévision portatives	Abaissement du prix
Manganèse-Zinc	MnO_2 / Zn	60	60	1,10-1,20	50	Prix faible	Limitées du fait du manque de rechargeabilité	Amélioration de la rechargeabilité
Nickel-Zinc	Ni / Zn	50	200	1,50	250	Puissance élevée Prix faible	Lampes de mineurs	Etudes pour concurrencer Ni/Cd

Fig. [13] Etat actuel des accumulateurs chimiques

Matériau	Température d'utilisation	Energie stockée	
		Wh/kg	Wh/litre
$LiNO_3$	252 à 255	100	180
Li Cl - Na Cl - K Cl eutectique	350 à 370	120	180
Na Cl - Mg Cl - K Cl	380 à 420	120	190
Li F - Li OH eutectique	420 à 450	250	360
Li F - Na F - K F eutectique	440 à 470	230	430
Li OH	460 à 470	240	320
Li F - K F eutectique	490 à 510	210	360
Li F - Li Cl	490 à 510	230	390
Al	658 à 660	109	260
Li F - Na F eutectique	650 à 670	190	350
Li H	680 à 700	710	410
Li F	840 à 880	280	450
Na F	980 à 1040	210	400
Mg O	de l'ordre de 2800 °C	520	>1000

Fig. [1.4] Matériaux utilisables comme accumulateurs thermiques

Ainsi pouvons-nous constater que dans la plupart des cas la source d'énergie sera thermique, ce qui nécessitera la présence d'une machine thermique dans la chaîne de conversion.

Remarque :

Comme nous l'avons montré dans la figure [1.5], l'utilisation d'une source d'énergie thermique permet de disposer simultanément de deux formes d'énergie différentes : soit mécanique ou électrique après conversion, soit thermique par récupération de l'énergie non convertie. Ce dispositif à "énergie totale", appelé ainsi parce qu'il utilise pratiquement toute l'énergie fournie, peut répondre à de nombreux besoins mixtes comme, par exemple, les problèmes de régulation thermique qui nécessitent du travail et de la chaleur.

1.3. Machines thermiques

Des machines de conversion d'énergie thermique en énergie mécanique sont utilisées depuis longtemps mais pour les puissances toujours importantes (jusqu'au mégawatt électrique pour les centrales thermiques ou nucléaires actuelles). Pour la gamme de puissance que nous nous sommes imposée, si le principe de fonctionnement reste le même, des conditions particulières s'imposent, d'une part sur le cycle thermodynamique et d'autre part sur la machine de conversion.

1.3.1. Cycle thermodynamique

Nombreuses sont les évolutions fermées d'un fluide de travail qui peuvent fournir de l'énergie mécanique à partir d'énergie thermique.

Toutefois, il apparaît rapidement, comme l'a montré une étude très complète de BIDARD (1.14), que les cycles réalisables facilement à partir de machines connues sont beaucoup plus limités. Dans notre étude, la restriction sera encore plus importante du fait de la simplicité extrême que nous recherchons pour la machine de conversion et les seuls cycles qui restent à notre disposition sont :

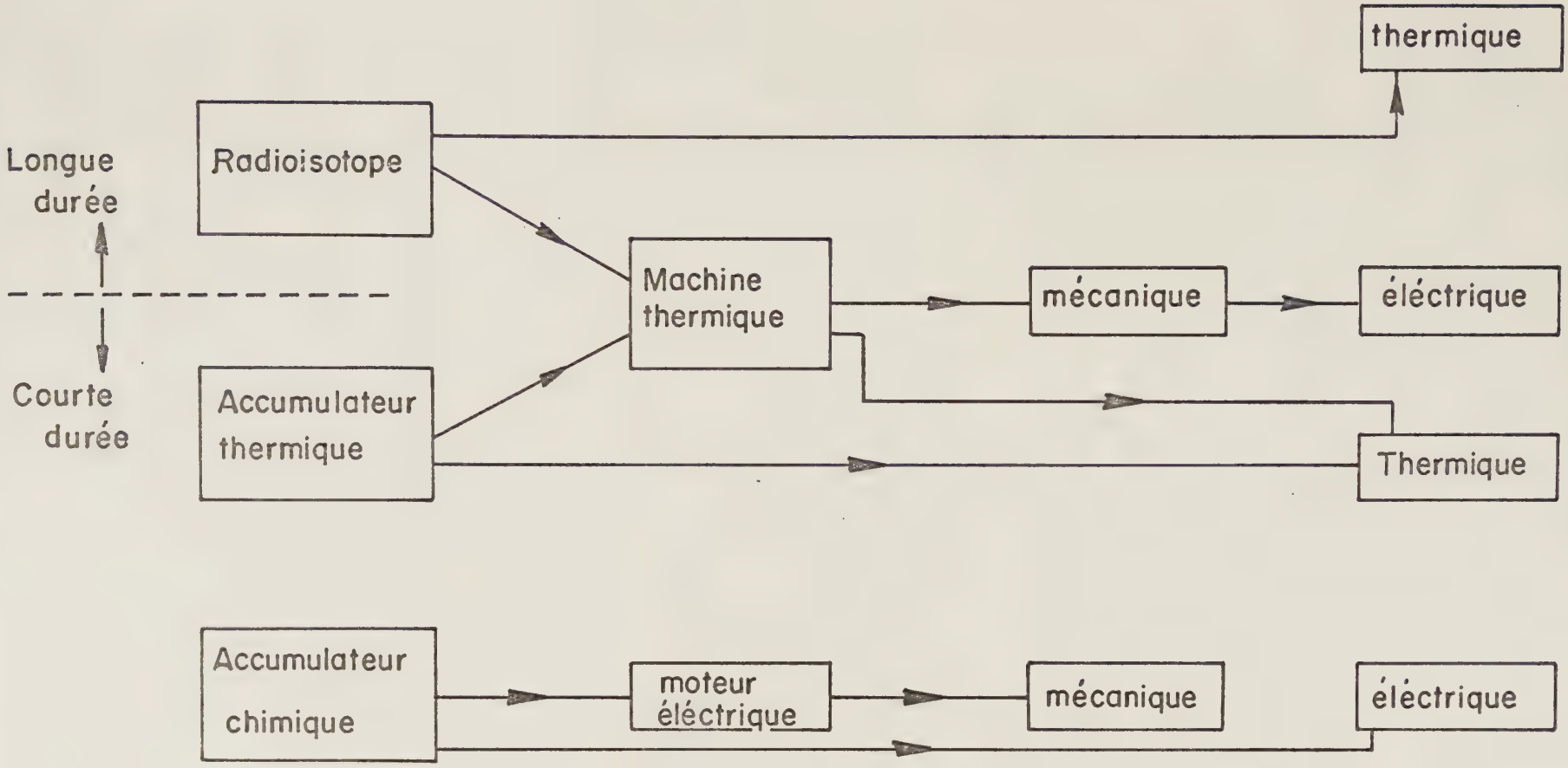


FIG.1.5 COUPLAGE ENTRE SOURCE D'ENERGIE ET UTILISATION

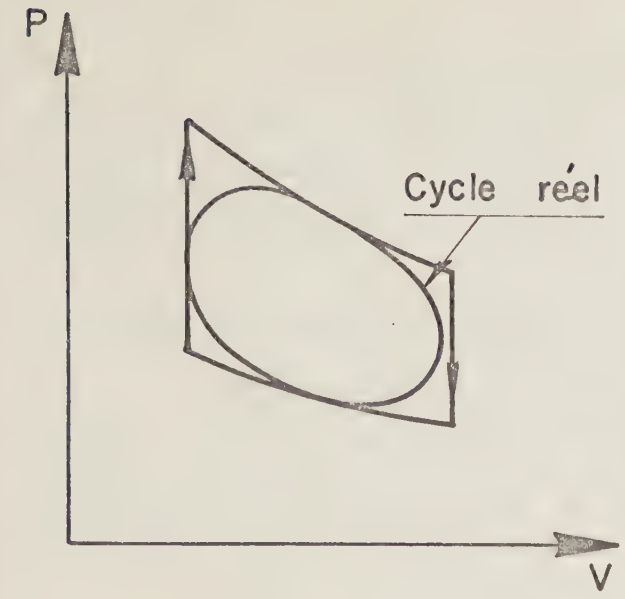
- Un cycle monophasique, le cycle de STIRLING - figure [1.6] - à rendement théorique identique au rendement idéal de CARNOT ($\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1}$) avec : T_1, température de la source chaude, T_2, température de la source froide. Au cours de ce cycle, le fluide de travail décrit deux évolutions isothermes et deux évolutions isochores.

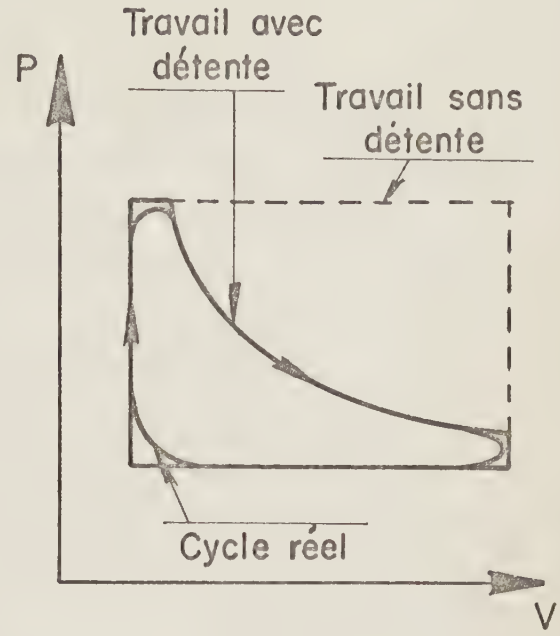
- Un cycle diphasique, le cycle de RANKINE - figure [1.6] - qui, pour les mêmes températures de source, présente un rendement théorique inférieur au cycle de STIRLING. Au cours de ce cycle le fluide de travail décrit deux évolutions isothermes et isochores (évaporation et condensation), une évolution isentropique (récupération d'énergie mécanique), une phase de compression isentropique (pompe de reprise) et une évolution isochore (chauffage du liquide).

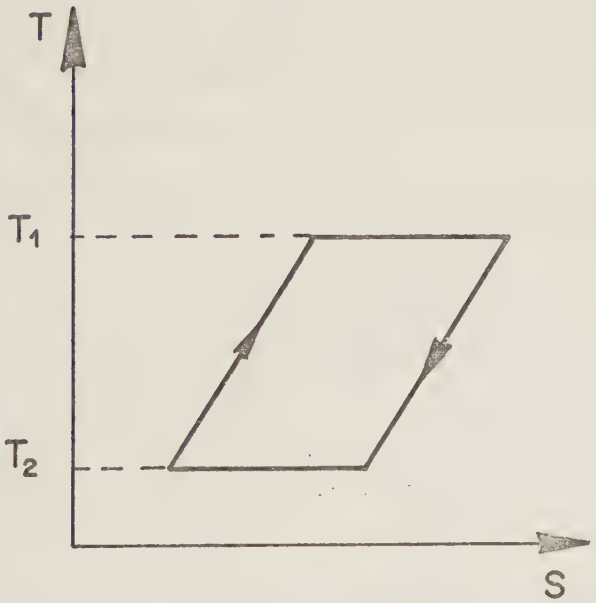
Pour le choix d'un cycle déterminé, en plus du rendement théorique qu'il présente, il faut tenir compte des possibilités d'un appareil à suivre ce cycle. Or, le cycle de STIRLING fait appel à des échangeurs monophasiques à gaz qui, dans le cas de petites dimensions, présentent une efficacité médiocre (par exemple l'échangeur appelé récupérateur ne peut souvent fournir qu'une efficacité de 10 %). Ainsi, malgré le désavantage théorique que présente le cycle de RANKINE, qui suit d'une façon excellente le cycle théorique, la solution intéressante dans le cas des petites puissances semble être le cycle diphasique.

1.3.2. Machine de conversion

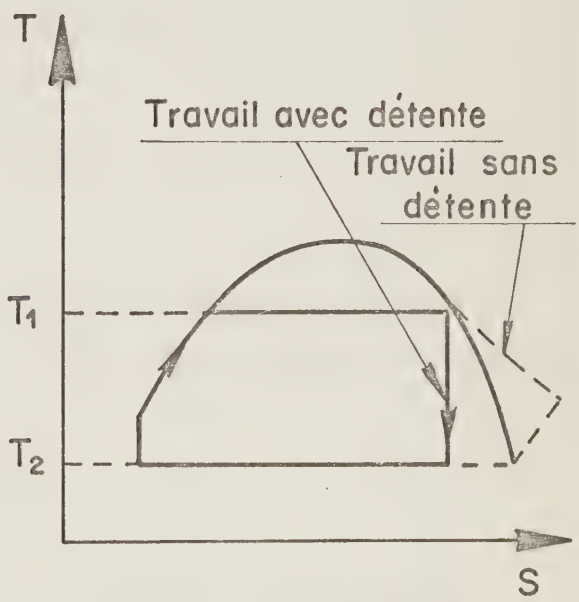
Des solutions actuellement employées qui sont soit les machines volumétriques (à capsulisme, alternatives ou rotatives), soit les turbines, seule la première solution est envisageable pour les petites puissances. En effet, le rendement d'une turbine pour les puissances inférieures à 10 kW mécaniques est médiocre à cause de l'importance de la surface des aubages nécessaires vis-à-vis du faible débit de vapeur mis en jeu.







CYCLE MONOPHASIQUE
DE STIRLING



CYCLE DIPHASIQUE
DE RANKINE

FIG. 1.6. CYCLES THERMODYNAMIQUES

A partir des considérations précédentes, nous allons étudier un générateur d'énergie constitué d'une source d'énergie thermique couplé à une machine de conversion volumétrique basé sur le cycle de RANKINE.

1.4. Etude du convertisseur à cycle de RANKINE

Considérons le cas général d'un convertisseur thermique à cycle diphasique, figure [1.7]. Nous rechercherons le rendement global de cette machine à partir des rendements spécifiques de chaque élément.

Soit η le rendement global

$$\eta = \frac{\mathcal{P} \text{ (puissance disponible)}}{Q_e \text{ (puissance thermique fournie par la source)}}$$

La détermination de η sera faite à partir du rendement de CARNOT lié au niveau thermique des sources choisies, du rendement du fluide de travail et du rendement de conversion lié à la machine utilisée.

1.4.1. Rendement de CARNOT

Le rendement de CARNOT représente le rapport de conversion maximal que l'on peut obtenir à partir d'un transfert d'énergie thermique entre deux sources à températures différentes :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Les valeurs extrêmes des températures utilisables sont soumises à différents facteurs tels que :

- la source d'énergie thermique utilisée et les caractéristiques du milieu extérieur
- les caractéristiques physiques du fluide de travail
- la tenue des matériaux.
- le prix de revient.

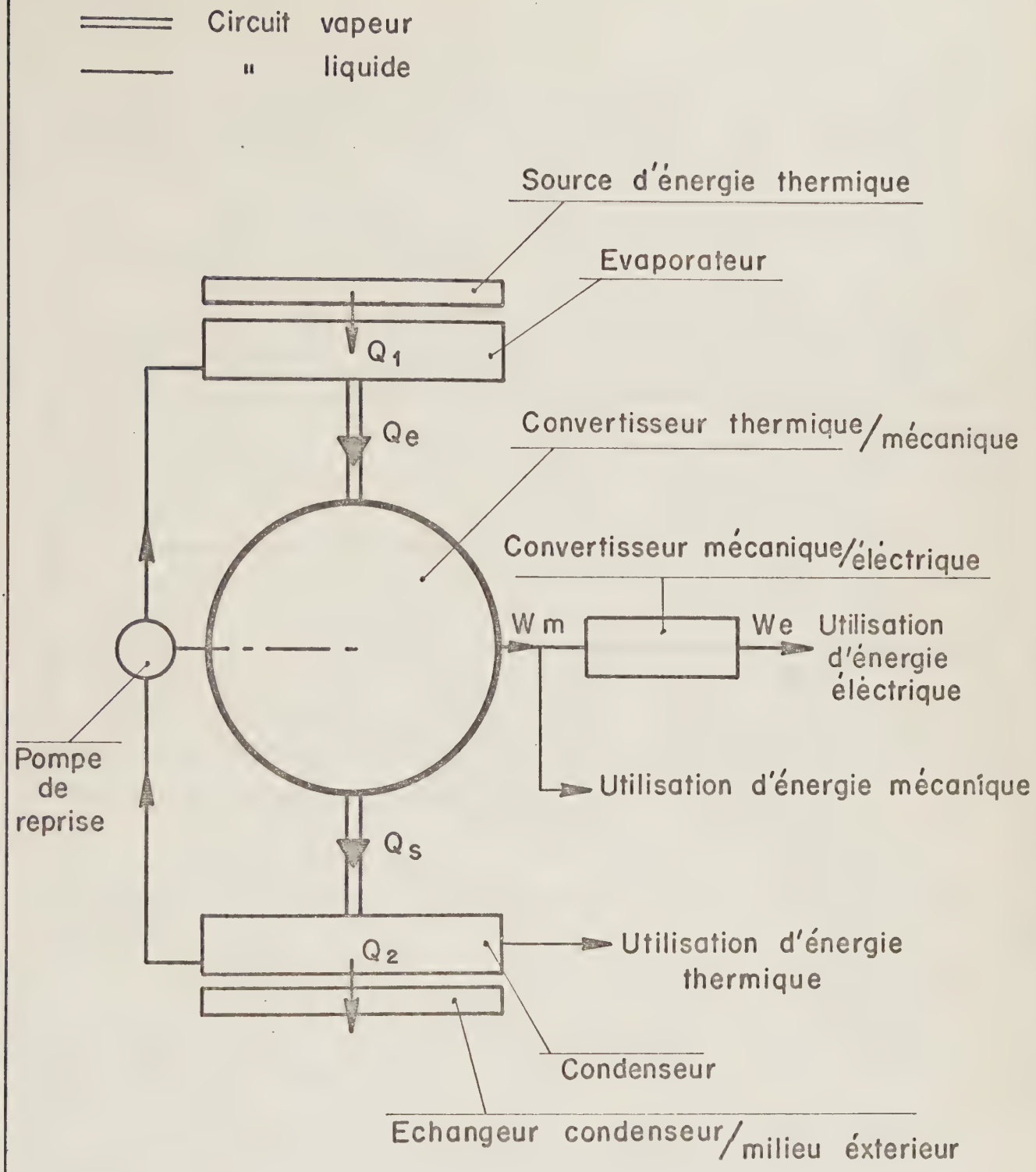


FIG. 1.7 SCHEMA DU CONVERTISSEUR THERMIQUE

Les nombreuses études faites sur les convertisseurs à cycle de RANKINE sur les gammes de températures, relatives à différents fluides, restent valables pour notre problème.

Dans le tableau ci-dessous nous indiquons quelques valeurs généralement admises :

Fluide de travail	Température évaporateur	Température condenseur	Rendement de Carnot
Eau	260°C	40°C	0,49
Mercure	700°C	350°C	0,36
Potassium Sodium	1100°C	800°C	0,27
Dowtherm A (fluide organique)	350°C	120°C	0,37

1.4.2. Rendement thermique du fluide de travail

A l'aide de ce rendement, nous allons déterminer l'imperfection du cycle de RANKINE par rapport au cycle idéal de CARNOT.

Pour cela nous comparons les deux cycles fonctionnant aux mêmes températures et pour la même quantité de chaleur cédée au condenseur.

Quantité de chaleur fournie par la source chaude à chaque cycle rapportée à l'unité de masse du fluide.

$$Q_{1\,c} = \mathcal{L}_{(T_1)}$$

$$Q_{1\,r} = \bar{c}(T_2 - T_1) + \mathcal{L}_{(T_1)}$$

Quantité de chaleur cédée à la source froide :

$$Q_{2\,c} = \mathcal{L}_{(T_1)} \frac{T_2}{T_1}$$

$$Q_{2\,r} = T_2(S_2 - S_1)$$

$$= T_2 \left[\bar{c} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} + \frac{\mathcal{L}_{(T_1)}}{T_1} \right]$$

$$Q_{2\,r} = T_2\, \bar{c}\, \ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_2}{T_1}\, \mathcal{L}_{(T_1)}$$

D'où l'on obtient une valeur du travail à partir du cycle de RANKINE :

$$W_r = Q_{1\,r} - Q_{2\,r}$$

$$W_r = \bar{c}\,(T_1 - T_2) + \mathcal{L} - \left[T_2\, \bar{c}\, \ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_2}{T_1}\, \mathcal{L}_{(T_1)} \right]$$

Si nous voulons comparer les deux cycles à partir de la même quantité de chaleur cédée au condenseur, nous aurons :

$$Q_{1\,c} = \frac{T_1}{T_2}\, Q_{2r}$$

$$Q_{1c} = \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{T_2}{T_1}\, \mathcal{L}_{(T_1)} - T_2 \ln \frac{T_2}{T_1} \right)$$

D'où la valeur du travail obtenue par le cycle de CARNOT :

$$W_c = \bar{c}\, T_1 \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right] \left[\frac{\mathcal{L}}{\bar{c}\, T_1} - \ln \frac{T_2}{T_1} \right]$$

L'imperfection du cycle de RANKINE sera déterminée par la compression des deux travaux W_c et W_r.

$$f = \frac{W_r}{W_c}$$

$$f = \frac{1 + \dfrac{\mathcal{L}(t_1)}{\bar{c}\, T_1} + \dfrac{T_1/T_2}{1 - T_2/T_1} \ln T_2/T_1}{\dfrac{\mathcal{L}(T_1)}{cT_1} - \ln T_2/T_1}$$

Avec la valeur de f, nous pouvons déterminer le rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{W_r}{Q_1}$$

$$= \frac{f \cdot W_c}{Q_1}$$

d'où :

$$\eta_{th} = \frac{(T_1 - T_2)/T_1}{1 + \dfrac{1}{f'} \dfrac{T_2}{T_1} - \dfrac{T_2}{T_1}}$$

$$\eta_{th} = \frac{\eta_c}{1 + \left(\dfrac{1}{f'} - 1\right) \dfrac{T_2}{T_1}} = \eta_c \, \eta_f$$

Nous pouvons ainsi définir le rendement thermique du fluide :

$$\eta_f = \frac{1}{1 + \left(\dfrac{1}{f'} - 1\right) \dfrac{T_2}{T_1}}$$

Ce rendement dépend de f', précédemment déterminé qui lui-même est fonction de deux paramètres T^* et K avec :

$$\begin{cases} T^* = \dfrac{T_2}{T_1} \\ K = \dfrac{\mathcal{L}(T_1)}{c\, T_1} \end{cases}$$

Nous avons donc déterminé pour 4 fluides de travail : l'eau, le Sodium, le Potassium et le Mercure, la valeur de K en fonction de la température absolue [figure [1.8.]] ce qui nous a permis par la suite de déterminer le rendement thermique des différents fluides en fonction de la température réduite [figure [1.9.]]. Il est intéressant de noter l'excellent rendement des fluides métalliques peu différent de 1, alors que pour l'eau il est inférieur à 0,8.

Remarque :

Pour la détermination du rendement thermique du fluide de travail, nous avons considéré une détente isentropique dans la machine de conversion, ce qui représente la solution à rendement de conversion maximal. Toutefois, si pour un appareil nous recherchons une puissance spécifique maximale, il est possible d'utiliser une machine de conversion sans détente, c'est-à-dire que la phase de travail s'effectue à pression constante comme indiqué sur la figure [1.6.]. Pour un tel dispositif, le rendement global se définira de la façon suivante :

$$\eta = \frac{P\ \Delta V}{Q_1}$$

ΔV étant la variation de volume de la chambre motrice du convertisseur. Sur la figure [1.10] nous avons reporté les rendements de ce type d'appareil dans le cas de l'eau comme fluide de travail.

1.5. Autres particularités des convertisseurs thermiques de petite puissance

1.5.1. Régulation en puissance

Si pour des appareils de puissance élevée, la régulation peut présenter des formes très élaborées, dans le cas des convertisseurs étudiés, la variation de la puissance en continu doit toujours se faire de façon simple de telle sorte que la masse du système de régulation ne représente pas une fraction importante de masse de l'appareil. Or, le seul paramètre qui nous semble facilement accessible est la fréquence de fonctionnement.

Pour une puissance P nous avons : P = fW, f étant la fréquence de fonctionnement et W le travail fourni par chaque cycle (la variation de f peut se faire facilement, par exemple, à l'aide de vannes de laminage sur une circulation de fluide). Mais cette solution impose que chaque élément de l'appareil puisse fonctionner de façon stable pour n'importe quelle puissance demandée.

1.5.2. Echangeurs diphasiques

Avec la machine de conversion, les échangeurs diphasiques sont les constituants principaux du convertisseur thermique à cycle de RANKINE. Leurs caractéristiques doivent permettre un fonctionnement à puissance nominale fixe quelle que soit l'orientation de l'appareil et s'autoréguler à des niveaux fixes de température, quelle que soit la puissance fournie par le convertisseur. Or la solution actuellement proposée pour des convertisseurs à impératifs similaires, mais de puissance plus élevée, tels que les générateurs de plusieurs kWe à usage spatial, ne semble pas convenir pour des puissances plus faibles. En effet les échangeurs monotubulaires utilisés devraient avoir des sections de l'ordre du 1/10 mm de diamètre, ce qui pose des problèmes de fabrication et de stabilité de fonctionnement à puissance variable. Nous proposons une autre solution qui fait appel aux propriétés capillaires et de transport des structures poreuses à porosité ouverte.

Le chapitre 2 développera l'étude de ce type d'échangeurs diphasiques.

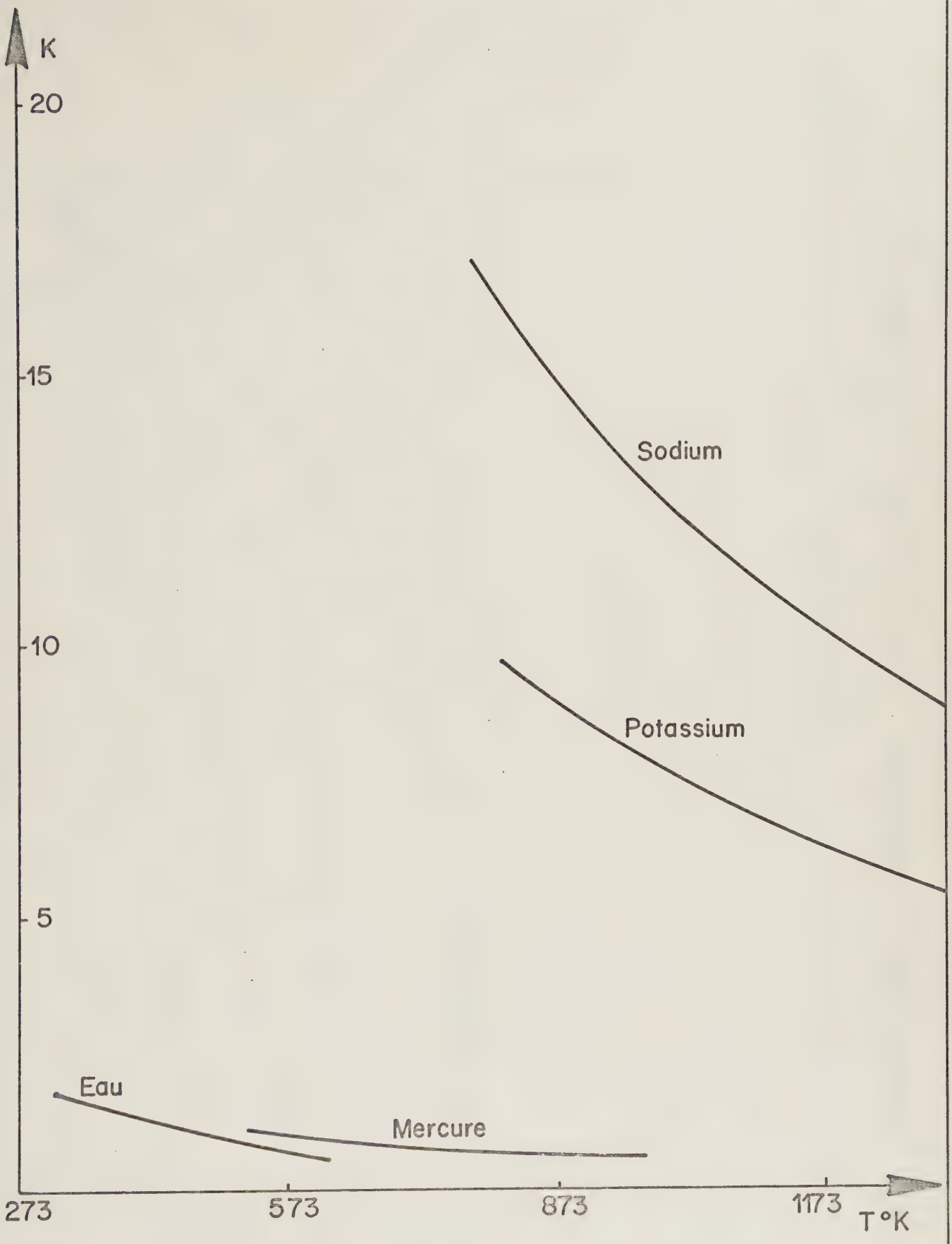


FIG.1.8. PARAMETRE FLUIDE DE TRAVAIL

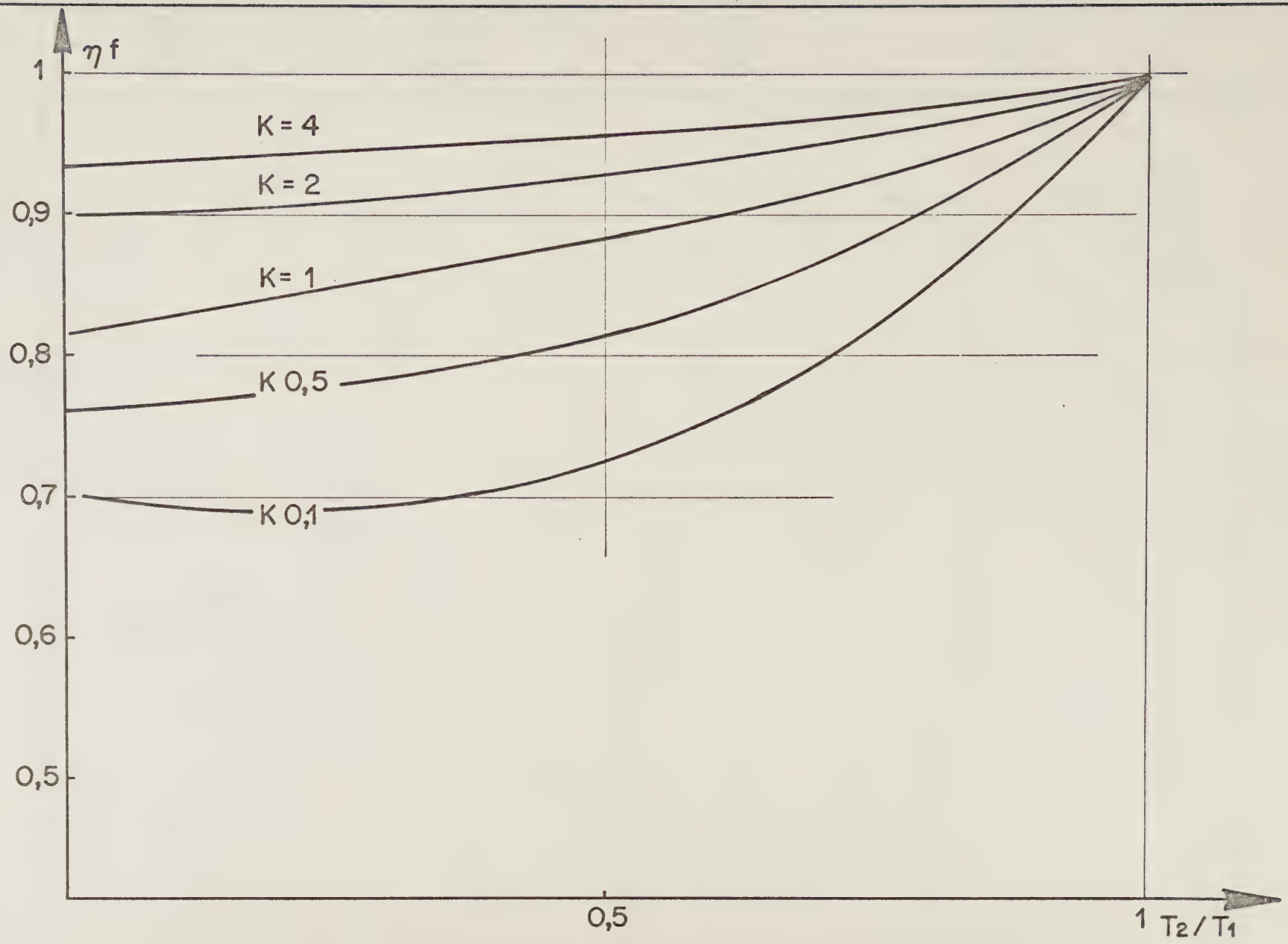


FIG. 1.9 RENDEMENT THERMIQUE D'UN FLUIDE DE TRAVAIL

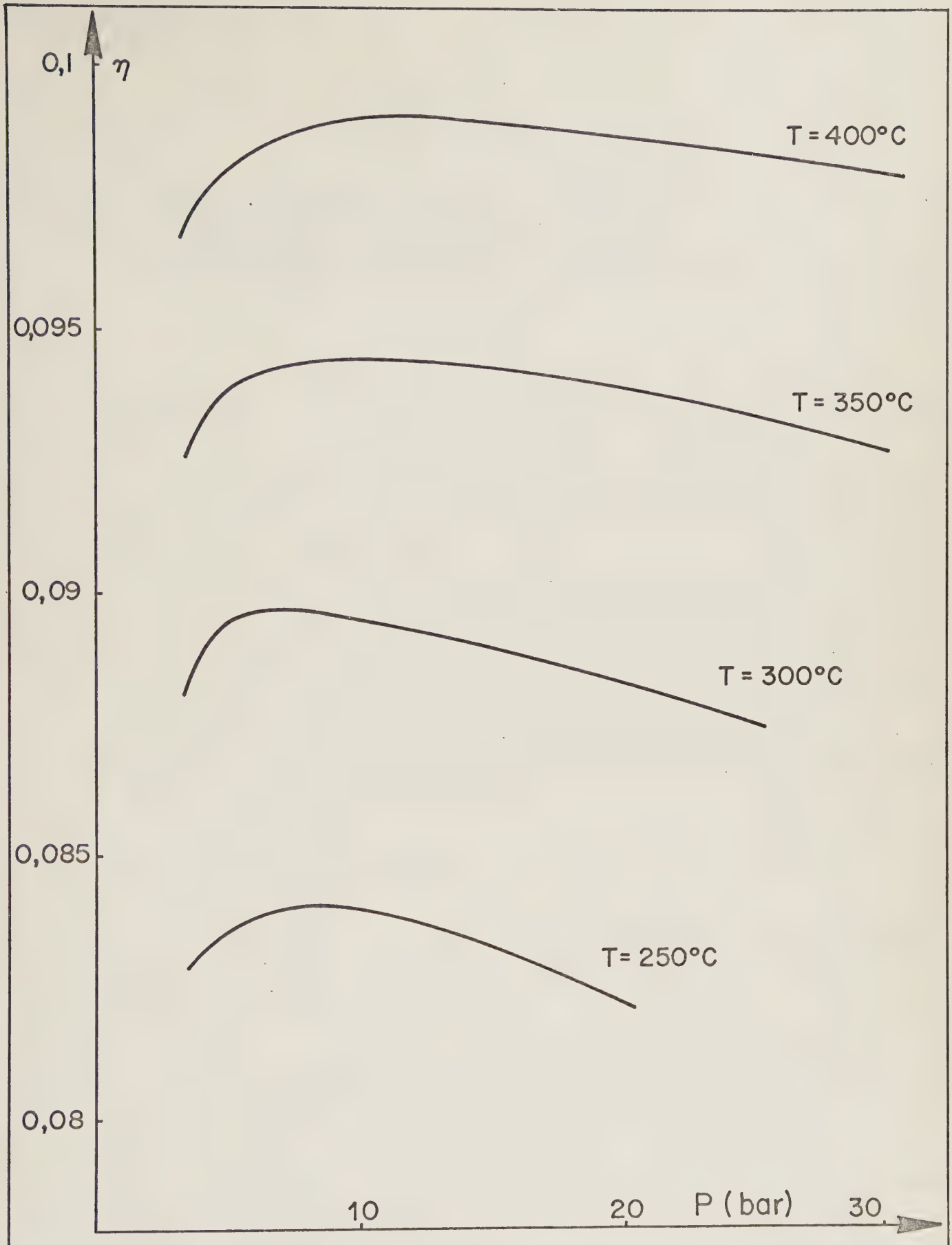


FIG. 1.10 RENDEMENT THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE DE RANKINE SANS DETENTE

CHAPITRE 2

UTILISATION DES STRUCTURES POREUSES SUR LES PAROIS DES ECHANGEURS DIPHASIQUES DES CONVERTISSEURS THERMIQUES DE PETITE PUISSANCE

Introduction

L'étude du convertisseur précédemment défini pose deux problèmes essentiels au niveau des échangeurs diphasiques évaporateur et condenseur.

- La stabilisation géométrique de l'interface liquide-vapeur, en cours du changement de phase, de façon à garder constantes les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse des surfaces d'évaporation et de condensation, et permettre le fonctionnement correct de la pompe de reprise qui doit toujours se trouver en présence de liquide, quelle que soit l'orientation du dispositif.

- Le fonctionnement stable des échangeurs pour n'importe quelle puissance demandée.

Nous avons pu voir que les échangeurs monotubulaires ne convenaient pas à cause de la miniaturisation et de leur instabilité à puissance variable.

La solution que nous proposons consiste à tapisser les parois des échangeurs diphasiques d'une structure poreuse à porosité ouverte et à propriétés capillaires. Cette structure assure, grâce aux propriétés capillaires, la stabilisation géométrique de l'interface unique liquide-vapeur et assure le transfert de masse entre les différents points de la paroi de changement de phase. En fonctionnement normal, il faut qu'en tout point de la surface d'échange

au niveau de l'interface, la différence de pression entre la phase vapeur et la phase liquide soit inférieure à la pression capillaire maximale admissible par la structure poreuse :

$$P_{vapeur} - P_{liquide} \leq \frac{2\,\gamma_{LV}}{\overline{R}}$$

Entre deux points A et B de la surface d'échange, la variation de la courbure du ménisque à l'interface permet un transfert de masse par "pompage capillaire" de telle sorte que l'on ait :

$$\Delta P_{capillaire} = \Delta P_{frottement}$$

soit :

$$2\,\gamma_{LV}\left(\frac{1}{R_A} - \frac{1}{R_B}\right) = f(q)$$

La mise en oeuvre de cette solution nécessite l'étude :

- Des différentes solutions d'échangeurs envisageables en fonction des caractéristiques de l'appareil
- Des différentes structures poreuses
- Du fonctionnement de la paroi poreuse élémentaire et son application à la conception des échangeurs diphasiques.

La connaissance des phénomènes étudiés nous permettra d'appliquer la solution proposée à l'élaboration d'une machine "d'énergie totale" à usage océanographique.

2.1. Différentes solutions d'échangeurs diphasiques

En fonction des sources d'énergie utilisables, et du milieu environnant, que nous assimilerons aux sources chaude et froide du convertisseur thermique, et en fonction de la puissance de l'appareil, diverses conceptions d'échangeurs peuvent se présenter ; en considérant toutefois que les surfaces d'échange restent constantes.

2.1.1. Définition de l'évaporateur - figures [2.1.][2.2.]

Les sources d'énergie thermique autonomes sont de deux sortes :

- à flux de paroi imposé
- à température de paroi imposée

Pour un flux de paroi imposé (source radioisotopique par exemple), la totalité de la surface d'évaporation doit être en permanence alimentée par le liquide sous peine de destruction du dispositif en cas d'assèchement partiel.

Pour un tel appareil, la variation de la puissance thermique se fera par variation du flux (difficilement réalisable) ou par utilisation partielle de l'énergie thermique fournie :

$$Q_e = K_\varphi \Phi \qquad \text{ou} \quad Q_e = \alpha \, Q_1$$

Pour une température de paroi imposée (accumulateur à sels fondus), il est possible de concevoir un évaporateur partiellement asséché. Dans ce cas, la variation de la puissance thermique se fera par variation de la zone d'évaporation :

$$Q_e = K_T \, S_e$$

Remarque :

Il est possible de modifier un fonctionnement à flux imposé en un fonctionnement à température imposée par l'interposition d'un accumulateur tampon entre la source d'énergie thermique et la surface d'évaporation.

2.1.2. Définition du condenseur - figure [2.3.]

Pour des convertisseurs de très faible puissance, (quelques watts), les dimensions de l'échangeur étant petites, le transfert de chaleur avec le milieu extérieur se fait par convection libre.

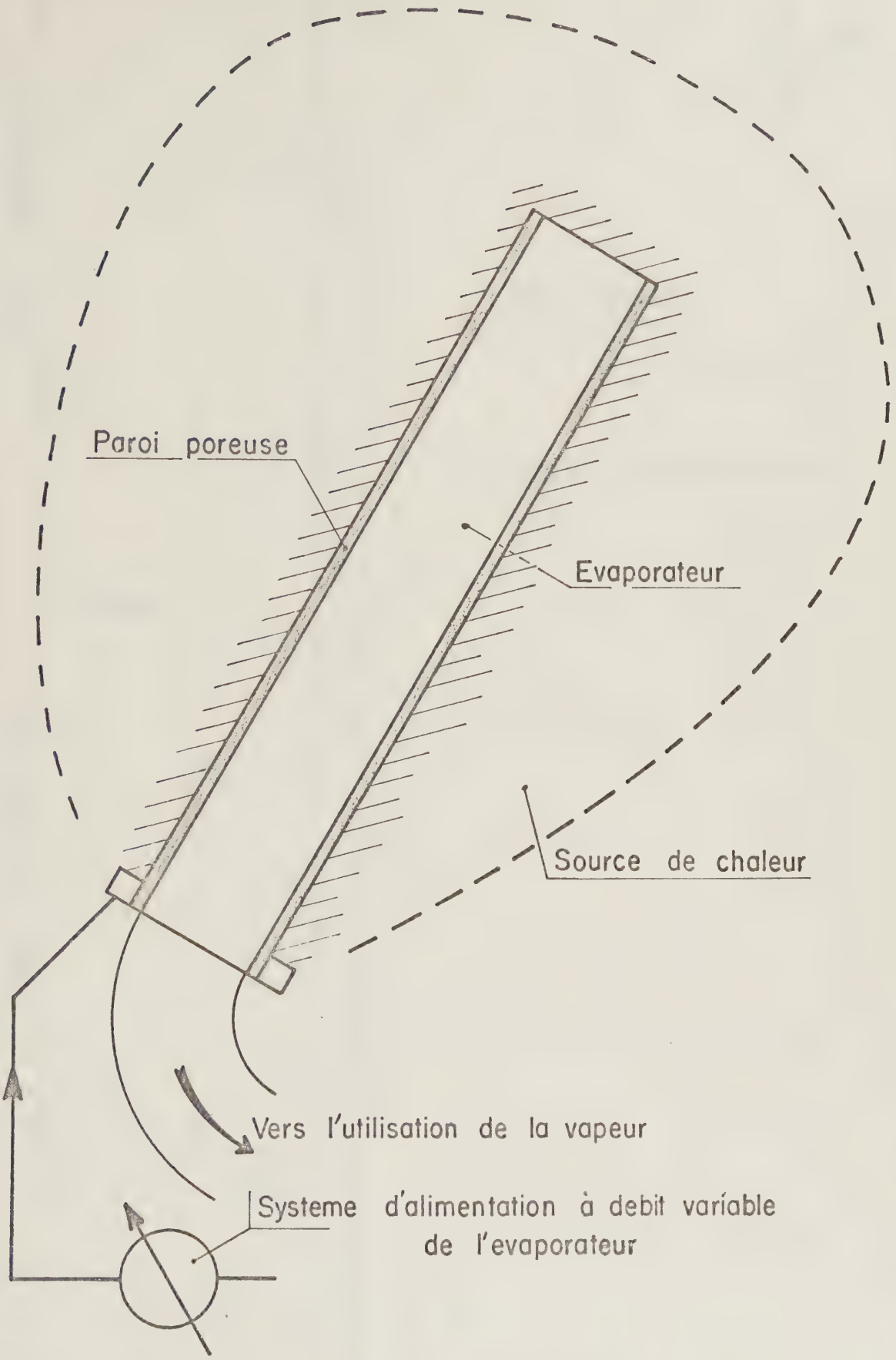


FIG.2.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN EVAPORATEUR

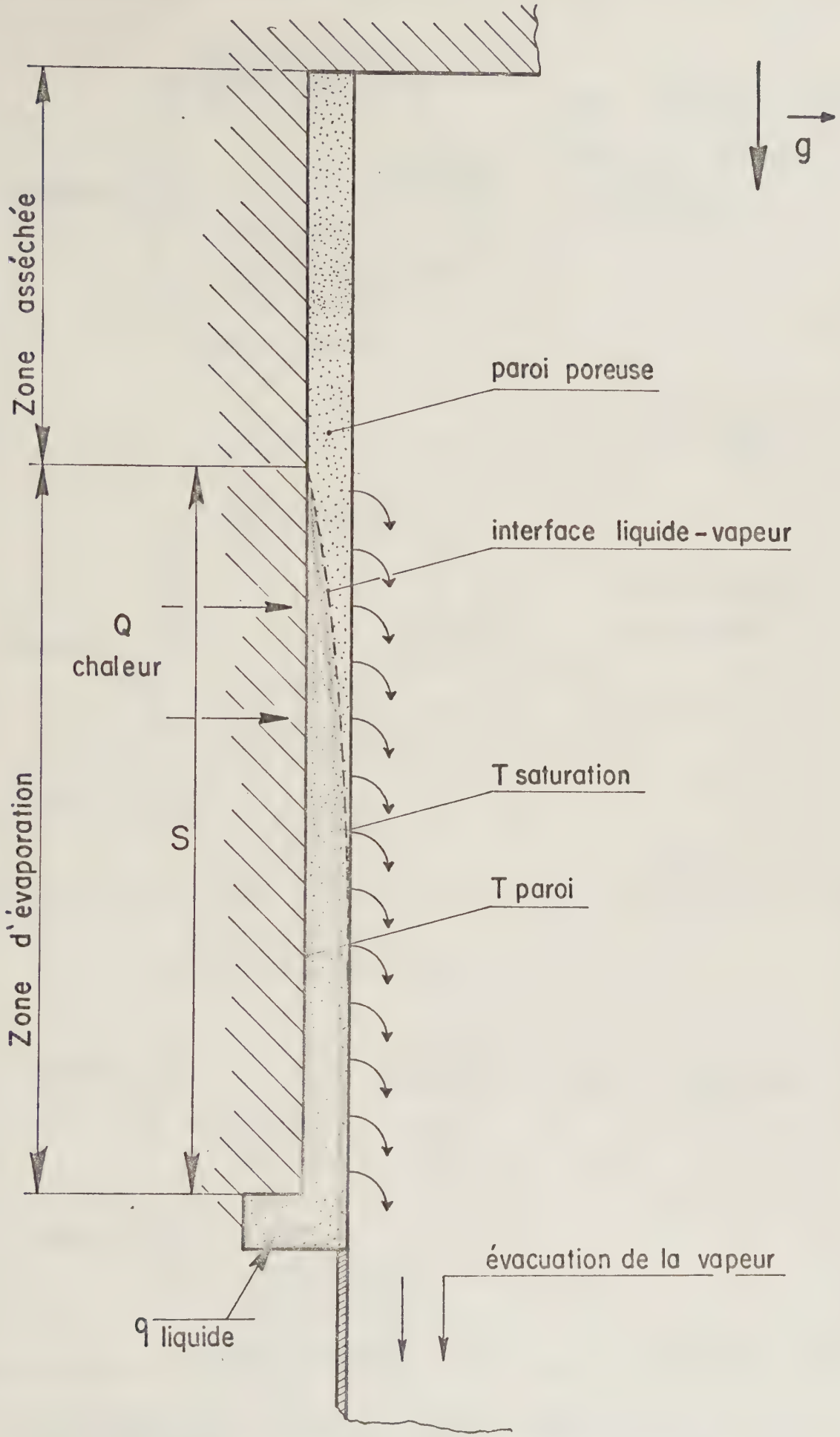
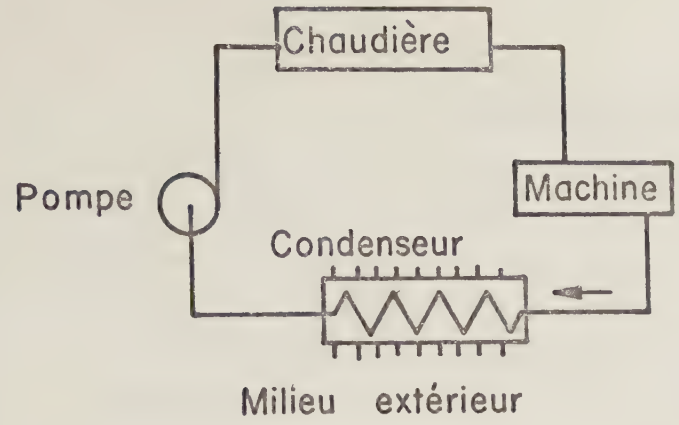
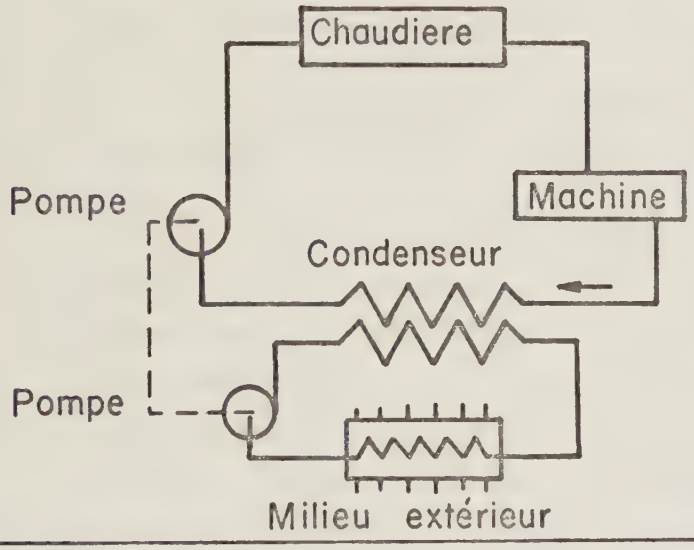


FIG.2.2 EVAPORATEUR A ASSECHEMENT PARTIEL



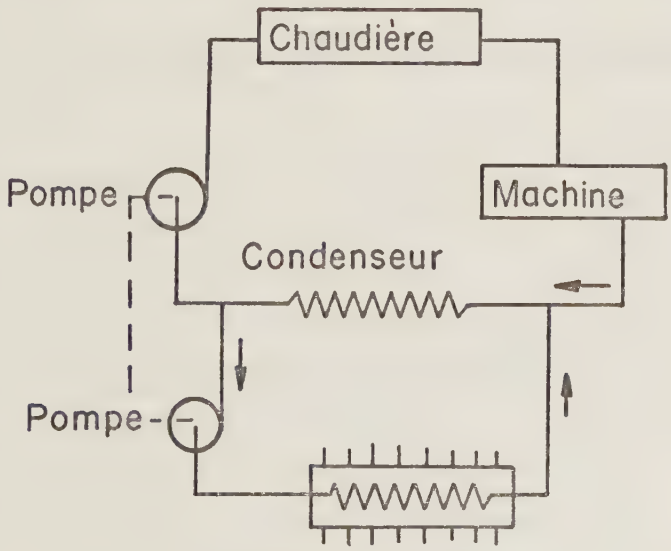
PAR CONTACT DIRECT AVEC LE MILIEU EXTERIEUR

SCHEMA A



PAR CIRCUIT AUXILIAIRE

SCHEMA B



PAR MELANGE

SCHEMA C

DIFFERENTS TYPES DE REFROIDISSEMENT DE LA PAROI POREUSE

FIG. 2.3

Pour des puissances thermiques plus importantes, de l'ordre du kW, il est préférable de réduire au maximum les dimensions du condenseur en refroidissant par convection forcée , le transfert de chaleur avec le milieu extérieur s'effectue dans un échangeur monophasique annexe qui ne fait pas intervenir les caractéristiques de la paroi poreuse, support de changement de phase.

Enfin, pour une machine utilisée en continu, il est possible d'envisager un transfert de chaleur par contact entre la paroi poreuse et un liquide de même nature que le fluide de travail, sous-saturé.

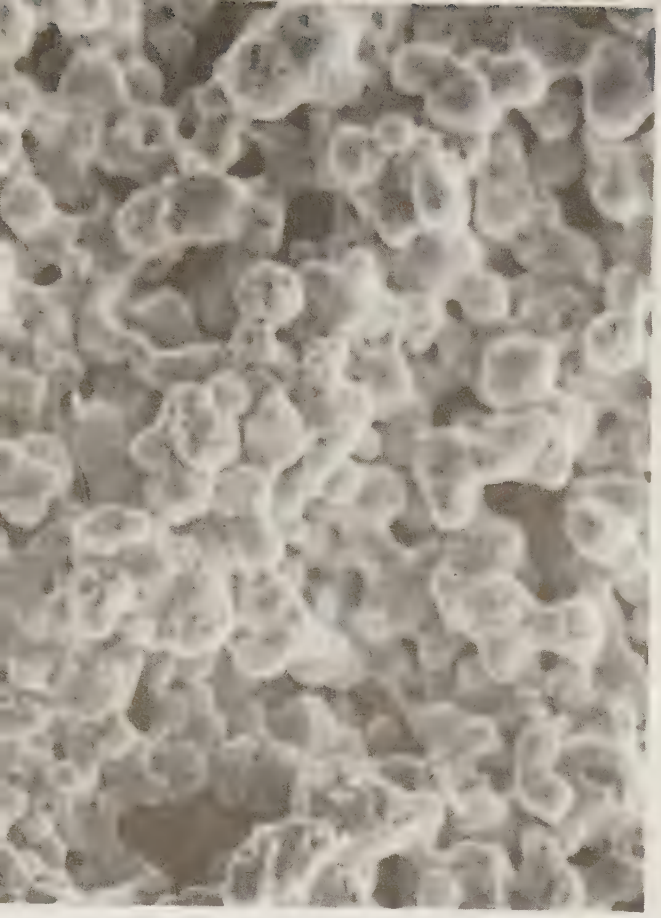
Le transfert de chaleur avec le milieu extérieur s'effectue à nouveau dans un échangeur monophasique annexe.

En effet, plus la dimension de l'échangeur est grande, plus le fonctionnement omnidirectionnel de l'appareil nécessite une structure fine, ce qui diminue en conséquence la perméabilité de celle-ci et par suite la puissance maximale de l'appareil. Mais, quelle que soit la solution adoptée, toutes impliquent la connaissance précise des caractéristiques des structures poreuses.

2.2. Etudes des structures poreuses

Le développement de ce type de convertisseur nous impose la connaissance des caractéristiques capillaires, de transfert de chaleur et de transfert de masse de la paroi support de changement de phase. Cette recherche se traduira par la détermination du rayon de pose équivalent $\overline{R}$, de la perméabilité intrinsèque K et de la conductibilité thermique effective λ, à l'état saturé ou sec, du milieu poreux envisagé. Les structures capillaires qui répondent aux caractéristiques demandées, peuvent se classer suivant leur nature en structures granulaires et structures fibreuses. Les structures granulaires sont constituées de grains métalliques compactés et liés entr'eux par fusion superficielle aux points de contact.

FIG. 2.4 STRUCTURE POREUSE ACIER INOXYDABLE
GROSSISSEMENT 60 FOIS

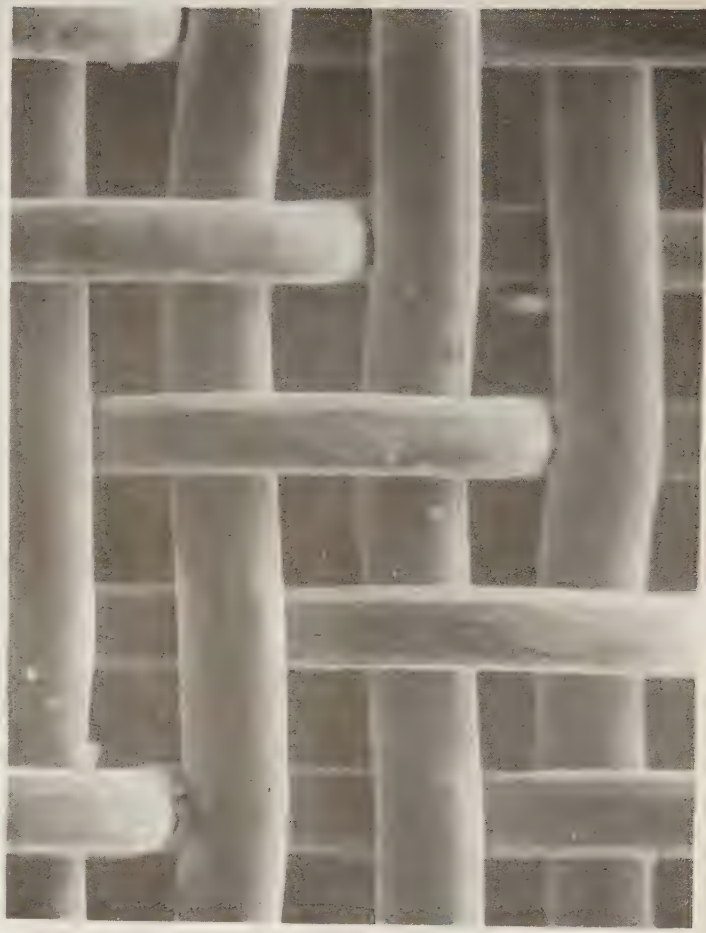


A

Fritté acier Inoxydable (x100)

B

Feutre acier Inoxydable (x300)



C

Toile acier Inoxydable (x300)

FIG. 2.6 DIFFERENTES STRUCTURES POREUSES

Les structures fibreuses peuvent, soit être des fibres tissées régulièrement, soit des fibres compactées et liées entr'elles par fusion superficielle aux points de contact, figures [2.4.] [2.5.] [2.6.].

Remarque :

Une extension de la notion de paroi poreuse à propriétés capillaires peut être faite à des parois usinées (rainures, ondulations, perforations), qui travaillent de la même façon que les parois précédentes. La comparaison des deux types de surfaces sera intéressante.

Mais, avant d'entreprendre l'étude analytique de la structure poreuse, nous allons montrer qu'il existe une solution d'équilibre stable pour le système triphasique solide-liquide-vapeur que constitue la surface de changement de phase.

2.2.1. Equilibre du système triphasique

Bien que connus et étudiés depuis longtemps, les phénomènes capillaires demeurent l'objet de contreverses et d'études théoriques encore nombreuses. Toutefois, pour le domaine d'utilisation qui nous intéresse, nous considérerons comme établies les lois des phénomènes qui entrent en jeu.

a/ Equilibre statique

Considérons une paroi poreuse constituée de particules élémentaires de forme quelconque et dont le volume des vides peut être occupé en proportions variables par un liquide et sa vapeur. Trois cas peuvent se produire :

- Le poreux est totalement saturé de liquide, il n'y a donc pas de phénomènes capillaires
- Le poreux est saturé par une fraction de liquide et la fraction restante de vapeur avec toutefois un interface unique entre le liquide et la vapeur.

La différence de pression maximale entre le liquide et la vapeur correspond à la pression capillaire maximale, soit :

$$P_{vapeur} - P_{liquide} = P_{capillaire} = \frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}}$$

Si nous considérons que la phase liquide n'est pas limitée et qu'elle peut se déplacer librement dans la structure poreuse, l'interface liquide-vapeur aura tendance à se placer naturellement en surface de la paroi poreuse, la fraction de volume des vides de la structure poreuse occupée par la vapeur sera donc faible par rapport à la fraction de liquide.

Pour une paroi poreuse placée dans le champ de la pesanteur, l'équilibre du système se déterminera par des conditions d'équilibre dell'interface en tout point et par une relation d'équilibre du liquide et de la vapeur entre deux points de la paroi, soit :

$$\begin{cases} (P_V - P_\ell) + \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)\gamma_{LV} = 0 & \text{en tout point de l'interface} \\ P_{\ell A} - P_{\ell B} + (\rho_\ell - \rho_V)_{gz} = 0 & \text{entre 2 points A et B de la paroi} \end{cases}$$

- <u>Pour une différence de pression entre le liquide et sa vapeur supérieure à $\frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}}$</u>, il ne peut plus y avoir d'interface unique entre le liquide et la vapeur : il y a apparition de "ponts liquides" entre chaque particule solide entourée de vapeur. Pour le but que nous recherchons, ce domaine ne nous intéresse pas car il y a discontinuité de la phase liquide.

b/ Equilibre dynamique

Considérons deux points d'une structure poreuse, placée dans le champ de la pesanteur, entre lesquels la pression capillaire maximale, que nous appellerons "pompage capillaire maximal" est supérieure à la pression hydrostatique entre les deux points. Cette structure présente une continuité de la phase liquide qui peut par conséquent s'écouler d'un point de la paroi vers une autre de telle sorte que la différence entre pression capillaire et pression hydrostatique soit égale à la perte de charge due à l'écoulement.

L'équilibre du système sera régi par les équations :

$$\begin{cases} (P_V - P_\ell) + \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)\gamma_{LV} = 0 \\ (P_\ell)_A - (P_\ell)_B + \rho g z + \Delta P_f = 0 \end{cases}$$

Deux solutions peuvent se présenter pour créer ce "pompage capillaire" par désaturation partielle d'une zone de la paroi poreuse par rapport à une autre :

- soit par dépression au moyen d'une pompe d'aspiration
- soit par évaporation

Ce sont ces deux techniques que nous avons utilisées pour la mise en oeuvre des surfaces de condensation et d'évaporation.

Les conditions d'équilibre statique et dynamique de la structure poreuse nous imposent l'étude des paramètres liés à la structure, au fluide de travail et à l'espace environnant. En ce qui concerne la structure poreuse, nous avons pu remarquer la diversité de nature, de forme, de dimension qu'il pouvait exister entr'elles ; nous avons donc utilisé un modèle théorique assez général pour nous permettre une étude comparative entre les différentes parois, à partir de la dimension de la particule élémentaire et de la porosité.

L'étude du fluide de travail portera sur leurs caractéristiques de fonctionnement dans la structure poreuse.

Quant à l'influence de l'espace environnant, nous ne considérerons que celle du champ de la pesanteur.

2.2.2. Modèle théorique d'une structure poreuse

Le modèle proposé doit présenter des caractéristiques capillaires et permettre le transfert de chaleur et de masse. Celui que nous utiliserons est une généralisation du modèle de DULNEV établi dans le cas du transfert de chaleur. Ce modèle, figure [2.7] présente l'intérêt d'être simple, tridimensionnel et de ne se définir que par une dimension élémentaire et la porosité.

A partir de ce modèle, à structure cubique, nous pouvons établir une relation bi-univoque entre la porosité et le paramètre de forme h/ℓ qui caractérise la structure étudiée.

Considérons 1/8 de cellule élémentaire dont les valeurs sont définies sur la figure [2.7.] .

Soit V : le volume correspondant $V = \frac{1}{8} L^3$

et V_p le volume de la phase solide :

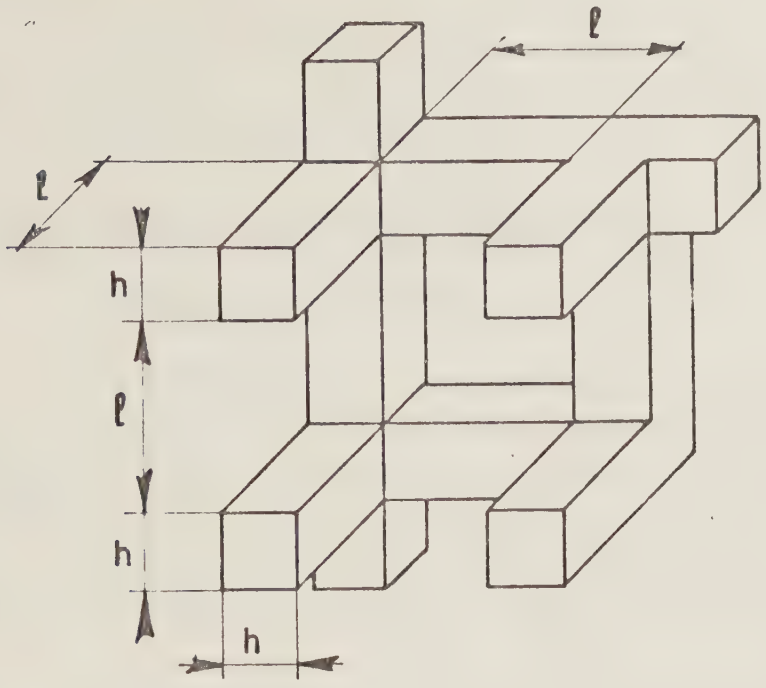
$$V_p = \frac{\Delta^2}{2} (3L - 4\Delta)$$

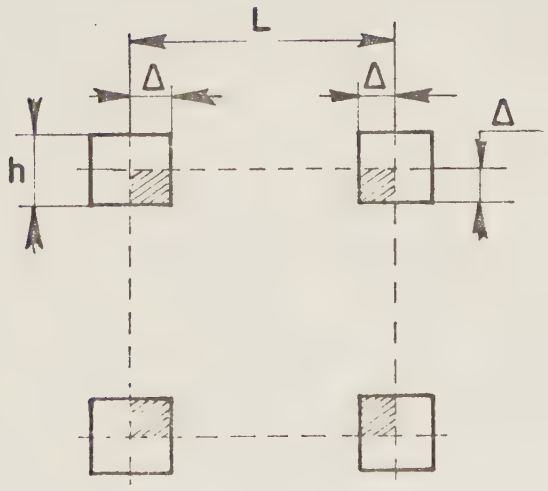
d'où :

$$\frac{V_p}{V} = \Delta\left(\frac{\Delta}{L}\right)^2 \left(3 - \frac{\Delta}{L}\right)$$

Avec $\frac{\Delta}{L} = \frac{\Delta/\ell}{1 + 2\,\Delta/\ell}$, nous pouvons réscudre le rapport précédent de façon à faire apparaître la fonction $\varepsilon = f(h/\ell)$ que nous avons représentée dans le tableau ci-dessous :

ε	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
h/ℓ	∞	4,21	2,47	1,75	1,29	0,846	0,7	0,567	0,396	0,244	0





MODELE THEORIQUE D'UNE STRUCTURE POREUSE

FIG. 2.7. (DULNEV)

A partir de la relation entre ε et h/ℓ, il va nous être possible de déterminer les différentes caractéristiques de la structure poreuse.

2.2.3. Caractéristiques capillaires

a/ Modèle de DULNEV

Les caractéristiques capillaires de la structure poreuse sont de deux sortes : d'une part le rayon de pose équivalent qui nous permettra de déterminer le "pompage capillaire" maximal et d'autre part la mouillabilité du solide par le liquide en présence de vapeur qui limitera les possibilités intrinsèques de la structure poreuse.

La détermination du rayon de pose équivalent d'une structure peut se faire à partir des conditions d'équilibre limite de l'interface unique liquide vapeur.

Considérons l'équilibre thermodynamique de l'interface liquide-vapeur ; l'énergie correspondant à la variation de l'écart de pression entre la phase liquide et la phase vapeur sera équilibrée par une variation égale de l'énergie de surface de telle sorte que l'énergie libre du système reste constante.

Soit :

- F cette énergie libre appelée énergie libre d'HELMHOLTZ

$$F = U - TS$$

- U : énergie interne
- S : entropie
- T : température absolue.

Nous pouvons séparer l'énergie libre en énergie libre de surface et énergie libre de volume, d'où pour une variation élémentaire :

$$dF = dF_V + dF_S$$

Avec :

$$\begin{cases} dF_V = - P\, dV + \Sigma_i\, \mu_i\, dn_i(V) \\ dF_S = \gamma dS + \Sigma_i\, \mu_i\, dn_i(S) \end{cases}$$

Pour un système en équilibre chimique nous aurons :

$$dF_V = - PdV$$

$$dF_S = \gamma dS$$

d'où pour : $dF = 0$

$$PdV = \gamma dS$$

En considérant les surfaces de contact de chaque couple, nous aurons :

$$\gamma dS = \gamma_{\ell V}\, dS_{\ell v} + \gamma_{s\ell} dS_{s\ell} + \gamma_{sv} dS_{sv}$$

Pour un petit déplacement de l'interface liquide-vapeur, la variation de la surface projetée de cette interface sur le plan défini par la ligne de contact solide-liquide-vapeur peut être négligée.

Soit S_N cette surface projetée.

Par ailleurs :

$$dS_{s\ell} = - dS_{sv}$$

et $$dV = S_N\, dN$$

L'équation d'équilibre devient :

$$PS_N\, dN = dS_{sv}\, (\gamma_{sv} - \gamma_{\ell s})$$

avec :

$$\begin{cases} dS_{sv} = L_{sv}\, dN \\ \gamma_{sv} - \gamma_{\ell s} = \gamma_{\ell v} \end{cases}$$

et (pour un liquide parfaitement mouillant)

Nous obtenons :

$$P_{capillaire} = \gamma_{\ell v}\left(\frac{L_{s\ell}}{S_N}\right)$$

La détermination du rayon de pose équivalent se fera par comparaison avec le tube capillaire de rayon $\overline{R}$ qui présente la même pression capillaire.

Soit :

$$\gamma_{\ell v}\left(\frac{L_{s\ell}}{S_N}\right) = \frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}}$$

d'où nous pouvons déduire le rayon de pose équivalent :

$$\overline{R} = 2\left(\frac{S_N}{L_{s\ell}}\right)$$

Dans une structure poreuse, ce qui nous intéresse, ce sont les caractéristiques capillaires maximales et par suite la valeur minimale du rapport $\left(\frac{S_N}{L_{s\ell}}\right)$ qui varie en fonction de la position de l'interface dans la structure. Or, cette valeur minimale dépend du type de structure étudié. Il nous faut donc montrer que le modèle choisi permet une bonne représentation de n'importe quelle structure réelle.

A partir du modèle proposé, la valeur du rayon de pore équivalent réduit s'obtient de façon simple :

Section de passage minimale : $S_N = \ell^2$

Périmètre mouillé correspondant : $L_{s\ell} = 4\ell$

d'où :

$$\overline{R} = \frac{\ell}{2}$$

Afin de nous affranchir de la dimension de la particule, nous pourrons mettre l'équation précédente sous la forme :

$$\frac{\overline{R}}{h} = \frac{1}{2}\,\frac{\ell}{h}$$

A partir du tableau qui lie la porosité au paramètre $\frac{h}{\ell}$ nous pourrons définir un rayon de pore équivalent réduit qui ne dépend que de la porosité. Le tableau ci-dessous explicite la relation : $\frac{\overline{R}}{h} = f(\varepsilon)$.

ε	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{\overline{R}}{h}$	0,20	0,286	0,388	0,591	0,715	0,882	1,275	2,02

La recherche de la définition théorique du rayon de pore équivalent d'une structure poreuse a été faite pour divers matériaux à partir d'une schématisation relativement proche du modèle réel sous aucun caractère général.

Nous passerons en revue les différents modèles proposés afin de les comparer au notre.

b/ Modèle à particules sphériques

Pour une répartition des sphères parfaites à contact ponctuel des modèles bidimensionnels et tridimensionnels ont été proposés qui tous, font apparaître un paramètre de disposition des sphères appelé angle de compactage qui permet de définir en fonction de sa valeur la porosité correspondante de la structure. Toutefois, pour un angle de compactage donné, les valeurs correspondantes de la porosité, pour un modèle bidimensionnel de FREVEL et KRESSLEY et un modèle tridimensionnel de MAYER et STOWE, sont différentes comme le montre la figure [2.8.]. Il est donc difficile de relier exactement le rayon de pore équivalent à la porosité. Les divergences obtenues entre les deux modèles sont mises en évidence sur la figure [2.9.].

Or ce modèle n'est intéressant que pour des structures dont la porosité varie entre 47,64 % et 25,95 % qui correspondent à des angles de compactage de 90° et 60°. Pour des porosités supérieures, le compactage est instable.

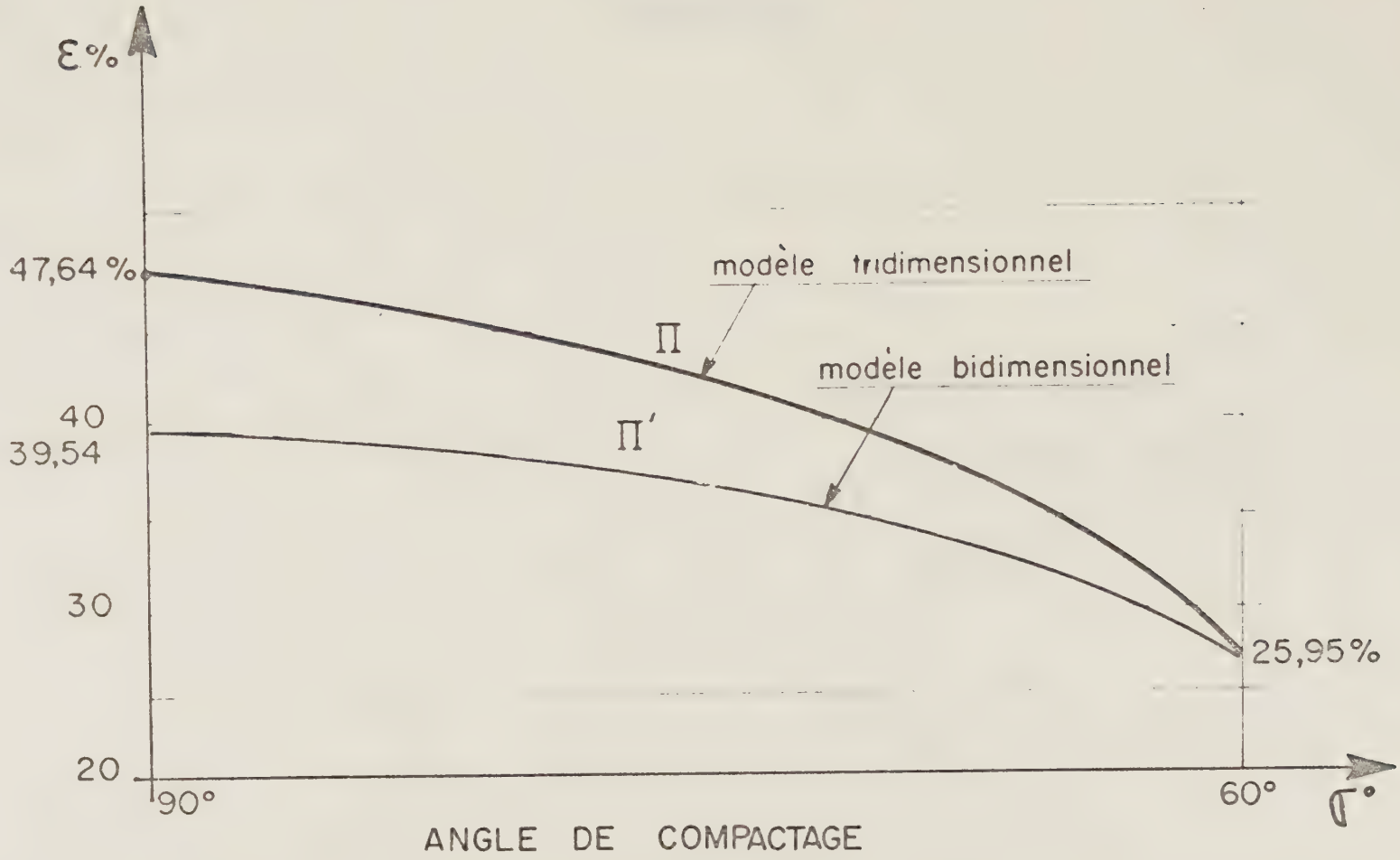
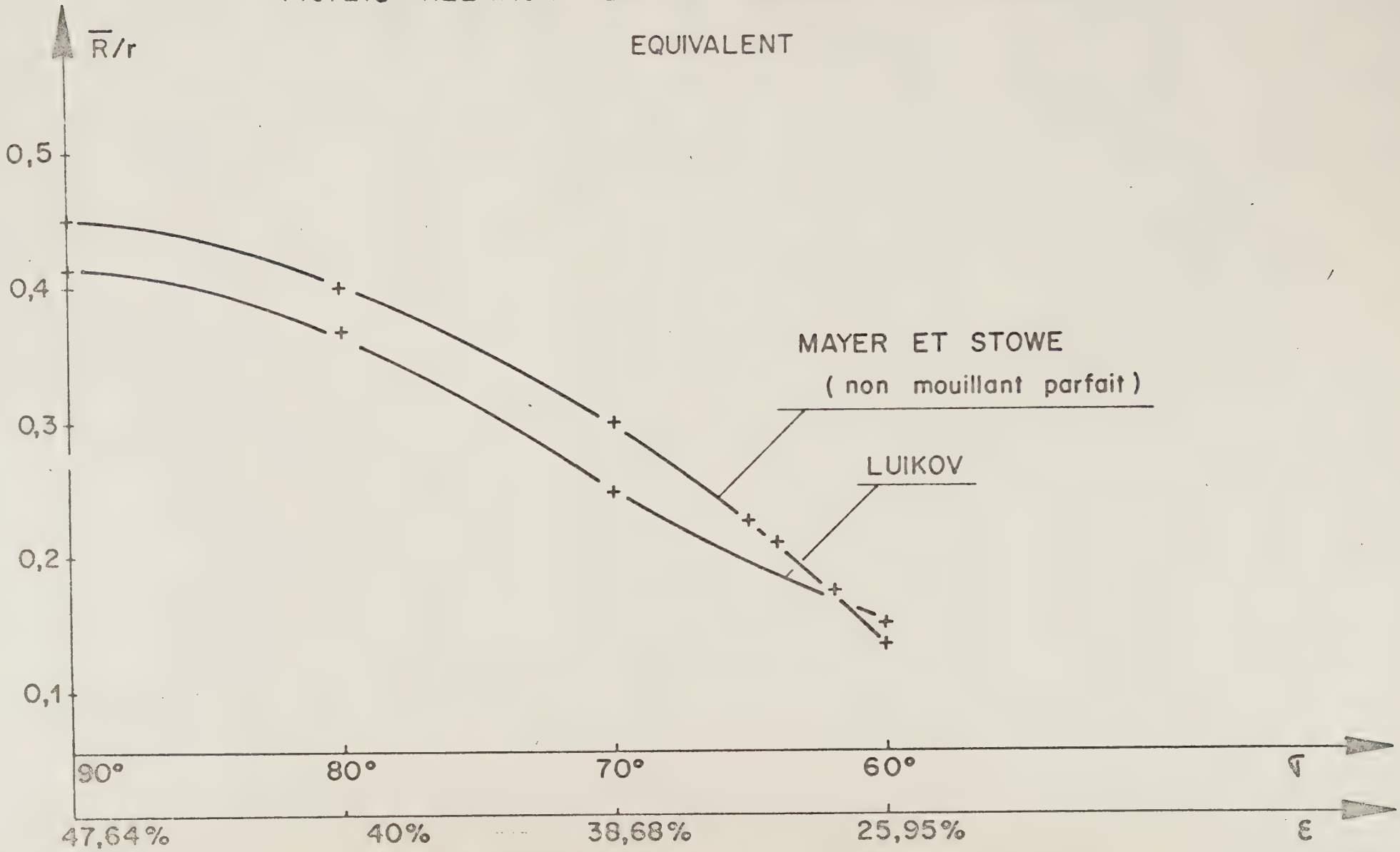


FIG.2.8 POROSITE D'UN MODELE A GRAINS SPHERIQUES

FIG. 2.9 RELATION ENTRE POROSITE ET RAYON DE PORE EQUIVALENT



c/ Modèle à particules fibreuses

Les structures poreuses usuelles dont la porosité est supérieure à 50 % seront constituées de particules fibreuses. Par ailleurs, du fait de leur conception, elles présentent une anisotropie flagrante. Suivant leur fonctionnement, il faudra considérer des caractéristiques capillaires longitudinales et transversales.

Dans le cas de fibres tissées et disposées en plans superposés, le rayon de pore équivalent transversal est défini comme celui du cercle inscrit dans la maille du tissage, alors que le rayon de pore équivalent longitudinal, très sensible en glissement des différents plans tissés entr'eux, peut être difficilement défini d'une façon théorique.

Remarque 1 - figure [2.10]

L'étude géométrique précise d'une structure tissée montre que la porosité dépend de la dimension des fils et de la pression exercée sur l'assemblage des plans tissés juxtaposés.

Remarque 2

Les auteurs TIEN et SUN préconisent pour une structure tissée un rayon de pore équivalent transversal de la forme :

$$\overline{R} = (D + \ell)/2 \text{ au lieu de } \ell/2$$

Si cette définition peut se justifier théoriquement, elle ne peut pas à notre avis être prise en compte car elle correspond à une position instable de l'interface liquide-vapeur.

Dans le cas de fibres compactées, aucune approche théorique n'a semble-t-il été faite jusqu'à présent, mis à part un modèle explicatif très sommaire de A.M. SCHWARTZ et F.M. MINOR constitué de fils rectilignes indépendants entr'eux.

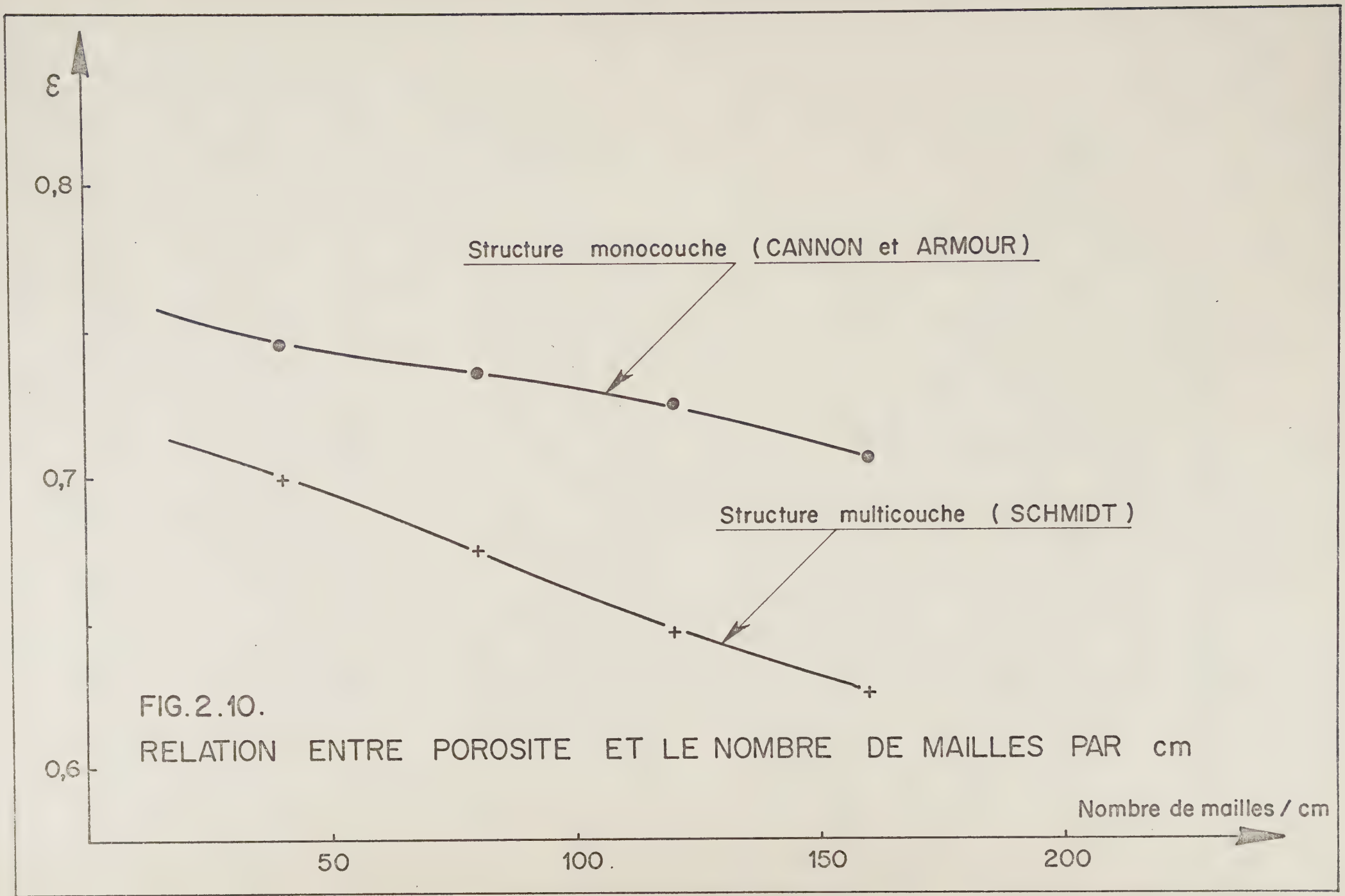


FIG. 2.10.
RELATION ENTRE POROSITE ET LE NOMBRE DE MAILLES PAR cm

d/ Modèles à canaux parallèles de SCHWARTZ et MINOR

Afin d'obtenir des propriétés capillaires longitudinales et transversales équivalentes, il faut utiliser un modèle théorique à disposition équilatérale. Avec ce modèle nous pouvons définir, de la même façon que pour les structures granulaires, une relation entre le rayon de pore équivalent réduit et la porosité $\left(\frac{\overline{R}}{h} = f(\varepsilon)\right)$ comme le montre le tableau ci-dessous :

ε	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{\overline{R}}{h}$	0,14	0,23	0,35	0,505	0,74	1,13	2

e/ Comparaison

La comparaison entre les rayons de pores équivalents réduits des différents modèles proposés en fonction de la porosité a été faite sur la figure [2.11.] en utilisant comme dimension de la particule pour la structure granulaire $h = \frac{Dp}{2}$ et pour la structure fibreuse h = Dp. Il semblerait qu'il faille utiliser pour une structure à particules quelconques :

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}$$

D_1 et D_2 : dimensions principales de la particule.

Nous pouvons constater que le modèle proposé est représentatif d'une structure granulaire pour des porosités < 50 % satisfait en moyenne la structure tissée et se rapproche du modèle à canaux parallèles pour les fortes porosités.

Nous montrerons par ailleurs que les résultats expérimentaux sont bien représentés par le modèle de DULNEV.

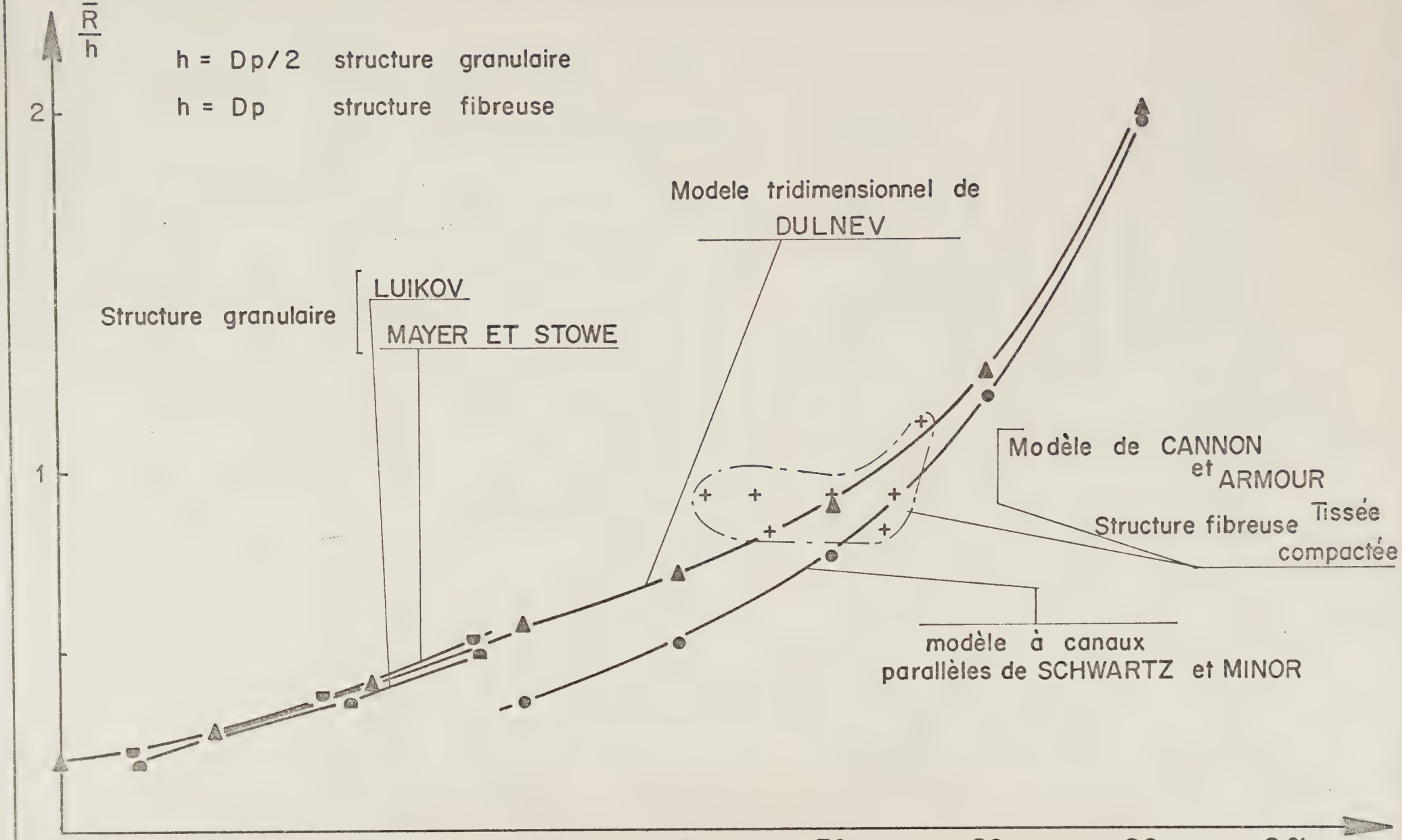


FIG. 2.11. RELATION ENTRE POROSITE ET RAYON DE PORE EQUIVALENT

Ce modèle présente donc l'avantage d'être général, significatif, simple et utilisable également pour l'étude du transfert de chaleur et de masse.

2.2.4. Mouillabilité

Par mouillabilité nous entendons représenter l'aptitude d'un liquide en présence de sa vapeur et parfois de gaz incondensables, à s'étaler sur un solide.

Cette aptitude qui se traduit par l'angle de contact α peut modifier de façon importante le fonctionnement de la structure poreuse. La mouillabilité peut se définir de façon énergétique par le travail réversible d'adhésion qui caractérise l'influence mutuelle des différentes phases en présence.

$$W_A = (\gamma_s - \gamma_{sv}) + \gamma_{sv} + \gamma_{\ell v} - \gamma_{s\ell}$$

le terme $(\gamma_{s^\circ} - \gamma_{sv}) = f_{sv}$ met en évidence l'influence de la présence de la vapeur sur la mouillabilité du solide par le liquide. Nous pouvons tout de suite remarquer que la présence de la vapeur a pour effet de diminuer l'énergie libre de surface du solide. Sans vouloir étudier le phénomène de la mouillabilité, nous définirons tout de même les idées essentielles de façon à pouvoir considérer avec exactitude son influence sur le problème étudié.

Dans le cas d'interactions moléculaires faibles, du type de LONDON, GIRIFALCO et GOOD utilisent, en première approximation, pour définir le travail réversible d'adhésion :

$$W_A = 2\sqrt{\gamma_{s^\circ}\,\gamma_{\ell v}}$$

d'où :

$$2\sqrt{\gamma_{s^\circ}\,\gamma_{\ell v}} = (\gamma_{s^\circ} - \gamma_{sv}) + \gamma_{sv} + \gamma_{\ell v} - \gamma_{s\ell}$$

En introduisant maintenant l'angle de contact à partir de la relation de YOUNG : $\gamma_{\ell v} \cos \alpha = \gamma_{sv} - \gamma_{s\ell}$, nous obtenons une définition de l'angle de contact sous la forme :

$$\cos \alpha = \frac{2\sqrt{\gamma_{s^\circ}\, \gamma_{\ell v}} - (\gamma_{so} - \gamma_{sv})}{\gamma_{\ell v}} - 1$$

$$\cos \alpha = \frac{2\sqrt{\gamma_{so}\, \gamma_{\ell v}} - f_{sv}}{\gamma_{\ell v}} - 1$$

La valeur de f_{sv} peut se calculer à l'aide de la relation de GIBBS, bien connu des physico-chimistes :

$$f_{sv} = RT \int_{o}^{Po} \Gamma d(\ell n\, P)$$

en assimilant la vapeur à un gaz parfait.

ADAMSON a obtenu pour f_{sv} la valeur :

$$f_{sv} = \frac{RT}{V^{2/3}} \ln \left[1 + \beta \frac{2V^{2/3}}{RT}\left(\sqrt{\gamma_{so}\, \gamma_{\ell v}} - \gamma_{\ell v}\right)\right]$$

V étant le volume moléculaire.

Les travaux expérimentaux de BOYD et LIVINGSTON et ceux de HARKINS ont permis de se rendre compte que l'adsorption n'est pas un phénomène négligeable puisqu'elle peut être du même ordre de grandeur que le travail réversible d'adhésion. Jusqu'à ces dernières années, il semblait acquis que pratiquement tous les liquides mouillaient les surfaces à grande énergie, les solides ayant des énergies libres spécifiques supérieures à plusieurs centaines d'ergs/cm^2 jusqu'à 5000 ergs/cm^2 alors que les liquides usuels (mis à part les métaux liquides) ne dépassent pas 100 ergs/cm^2 comme énergie de surface.

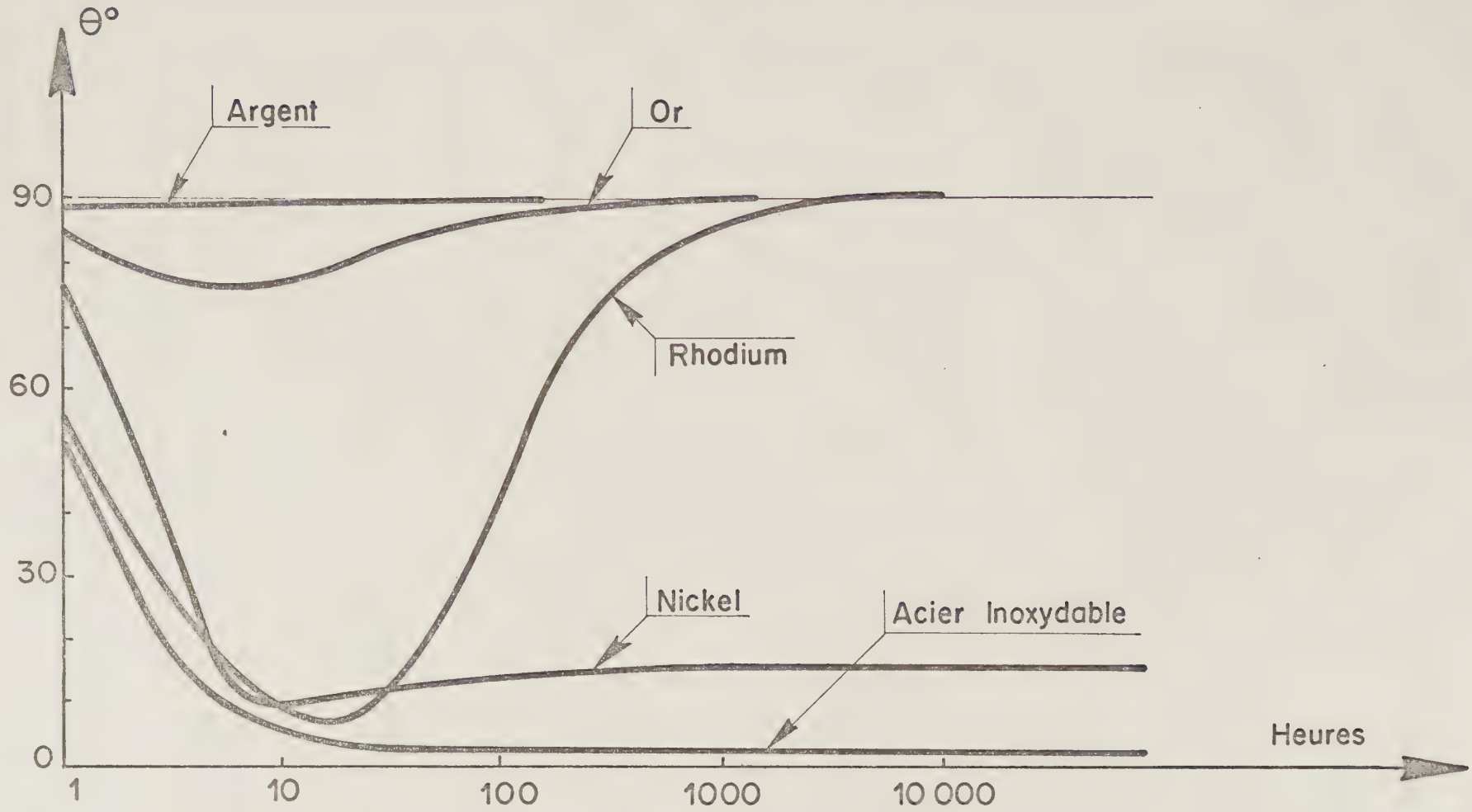
Les travaux de WHITE sur la mouillabilité des métaux nobles utilisables comme supports de condensation en gouttes, ont donné des résultats en contradiction avec l'idée admise de la mouillabilité parfaite des solides à grande énergie de surface. D'autres chercheurs : ERB, THELEN, ont confirmé expérimentalement les travaux de WHITE. Ces résultats peuvent s'expliquer de la façon suivante :

L'apparente bonne mouillabilité des surfaces à grande énergie de surface est due d'une part à la présence d'une couche monomoléculaire d'oxyde de métal mouillable par le liquide et d'autre part à l'adsorption de molécules d'oxygène par la surface solide, créant ce que FOWKES appelle une énergie de dispersion qui favorise l'étalement du liquide sur le solide.

La formation d'oxyde en surface différencie sur le plan de la mouillabilité, les métaux nobles et les métaux usuels, tels que les aciers, le bronze, le cuivre ou le nickel que nous utiliserons.

Nous avons représenté sur la figure [2.7.] les résultats de ERB sur la mouillabilité des divers solides par l'eau en présence de sa vapeur. Notre conclusion sera que la mouillabilité, phénomène difficile à cerner, représente un paramètre important dans la détermination des possibilités capillaires d'un milieu poreux surtout dans le cas où le milieu n'est pas saturé.

Dans l'étude expérimentale, nous avons étudié tout d'abord un dispositif permettant la détermination du rayon de pore équivalent transversal de différentes structures poreuses saturées et un autre dispositif qui définisse le rayon de pore équivalent longitudinal d'une structure partiellement asséchée. Si nous avons pu conclure que les rayons de pore équivalents transversaux et longitudinaux étaient du même ordre de grandeur et suivaient relativement bien le modèle théorique, nous avons pu constater que le fonctionnement de la structure partiellement asséchée faisait apparaître un angle de contact qui limitait les caractéristiques capillaires maximales de la structure.



MOUILLABILITE PAR L'EAU DES SURFACES A GRANDE ENERGIE LIBRE

(d après R. A. ERB)

FIG. 2.12

2.2.5. Caractéristiques du transfert de masse

Le principe de fonctionnement des échangeurs de l'appareil nécessite l'alimentation ou l'évacuation du liquide de travail à travers la paroi poreuse. Nous avons donc entrepris l'étude du transfert de masse au sein de diverses structures poreuses et adapté le modèle théorique de DULNEV à ce problème afin de permettre la comparaison entre les diverses parois utilisables à partir de deux paramètres : la porosité et la dimension moyenne de la particule.

Nous caractériserons l'écoulement monophasique au sens d'une structure poreuse par l'équation de Darcy généralisée, présentée sous la forme suivante (proposée par Reynolds [2.9.] et ensuite par MUSKAT [2.10.]).

$$\frac{1}{\mu V}\left(-\frac{dp}{dx}\right) = \frac{1}{k} + b\,\rho V$$

qui fait apparaître deux paramètres k et b.

K définit la perméabilité de la structure liée à la construction géométrique du matériau.

b définit l'influence de la vitesse d'écoulement du fluide dans la structure.

a/ Détermination de la perméabilité intrinsèque k

L'équation de Darcy généralisée, présente la perméabilité comme un paramètre lié à la structure. Afin de pouvoir comparer les diverses parois utilisables, nous avons essayé de relier ce paramètre au modèle théorique de la structure poreuse que nous avons proposé.

Si nous considérons l'écoulement laminaire d'un fluide dans une conduite, nous avons à partir de l'équation de Poiseuille :

$$\vec{V} = -\left(\frac{dp}{dx}\right)\frac{R_H^2}{2\mu}$$

De la même façon la relation de Darcy en laminaire nous donne :

$$\vec{V} = -\frac{k}{\mu}\left(\frac{dP}{dx}\right)$$

$\vec{V}$: vitesse de percolation étant d'une façon globale égale à $\varepsilon\vec{V}_r$, $\vec{V}_r$ étant la vitesse d'écoulement réelle au niveau de la particule.

D'où :

$$\vec{V}_a = -\frac{k}{\mu}\left(\frac{dp}{dx}\right) = -\left(\frac{dP}{dx}\right)\frac{R_H^2}{2\mu}\,\varepsilon$$

Nous obtenons une relation entre la perméabilité intrinsèque et le rayon hydraulique équivalent de la structure poreuse :

soit : $k = \frac{R_H^2}{2}\,\varepsilon$

Dans le cas d'une conduite à section constante nous définissons R_H sous la forme :

$$R_H = \frac{\text{section de passage}}{\text{périmètre mouillé}}$$

Si nous assimilons le poreux à des conduites parallèles avec interconnexions, nous pourrons définir R_H par :

$$R_H = \frac{\text{volume d'écoulement}}{\text{surface mouillé}}.$$

qui, rapporté à l'unité de volume se mettra sous la forme :

$$R_H = \frac{\dfrac{\text{volume des vides}}{\text{volume total}}}{\dfrac{\text{surface mouillée}}{\text{volume total}}}$$

$$R_H = \frac{\varepsilon}{a}$$

a : surface spécifique de la structure poreuse ordonnée.

La comparaison des différentes structures poreuses pourra se ramener à la comparaison de leur rayon hydraulique équivalent .

Modèle théorique de DULNEV

Le rayon hydraulique équivalent se définira par le rapport $\frac{\varepsilon}{a}$ avec :

$$\varepsilon = \frac{1/8\ (\ell^3 + 3\ell^2 h)}{L^3/8}$$

$$a = \frac{3/2\ \ell h}{L^3/8}$$

D'où :

$$R_H = \frac{1}{12} \frac{\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)}{h/\ell}\ h$$

Nous pouvons, à partir de cette relation, déterminer un rayon hydraulique réduit :

$$\frac{R_H}{h} = \frac{1}{12} \frac{\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)}{h/\ell}$$

avec pour dimensions de la particule élémentaire celles utilisées pour l'étude des phénomènes capillaires :

$$\begin{cases} h = \frac{Dp}{2} & \text{pour un milieu granulaire} \\ h = Dp & \text{pour un milieu fibreux} \\ \frac{1}{h} = \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} & \text{pour un milieu quelconque} \end{cases}$$

La perméabilité intrinsèque de la structure poreuse sera de la forme :

$$k = \frac{\varepsilon}{2} R_H^2$$

$$k = \frac{1}{72}\left[\frac{\frac{1}{h/\ell} + 3}{h/\ell}\right]^2 h^2$$

Or, le modèle que nous utilisons est constitué d'un empilement régulier de cellules élémentaires alors que toute structure réelle présente une répartition aléatoire des diverses particules entr'elles. Il nous faut donc faire apparaître un facteur de tortuosité δ, déterminé expérimentalement, qui représente la différence entre structure théorique et structure réelle.

D'où :

$$k = \frac{1}{72\,\delta}\left[\frac{\frac{1}{h/\ell} + 3}{h/\ell}\right] h^2$$

Comparaison du modèle de DULNEV à d'autres modèles théoriques proposés

Pour un modèle à particules sphériques et à contact ponctuel, le rayon hydraulique équivalent est déterminé par la relation :

$$R_H = \frac{Dp}{6}\left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)$$

Ce modèle est intéressant pour les structures granulaires, de porosité comprise entre 30 et 50 %.

Pour un modèle représentatif de structures tissées, J.C. CANNON et J.N. ARMOUR [2.12.] ont déterminé un rayon hydraulique équivalent à partir d'un modèle très proche de la structure réelle. Il ont obtenu la relation suivante :

$$R_H = \frac{1 - \frac{\Pi n_s n_w}{4B}\left[d_w^2\,\ell_{iw} + d_s^2\,\ell_{is}\right]}{\frac{\Pi n_s n_w}{B}\left[d_w\,\ell_{iw} + d_s\,\ell_{is}\right]}$$

Avec :

$$\begin{cases} \ell_{iw} = \sqrt{\left(\dfrac{d_w + d_s}{2}\right)^2 + \left(\dfrac{1}{n_s}\right)^2} \\ \ell_{is} = \sqrt{\left(\dfrac{d_w + d_s}{2}\right)^2 + \left(\dfrac{1}{n_w}\right)^2} \\ B = (d_s + d_w) \end{cases}$$

Cette relation fait apparaître l'influence d'une multitude de paramètres et le caractère très spécifique de ce modèle.

Remarque :

Ce modèle ne fait pas apparaître de relation simple entre le rayon de pore équivalent et le rayon hydraulique équivalent. Le rayon de pore équivalent se présente sous la forme :

$$\overline{R} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{1 - n_s d_s - n_w d_w + n_s n_w d_s d_w}{n_s n_w}}$$

Pour une structure à fibres compactées, si nous reprenons le modèle de SCHWARTZ et MINOR, nous pouvons déterminer un rayon hydraulique équivalent à partir de ε et de a :

$$\varepsilon = \frac{\frac{\ell^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_p^2}{8}}{\frac{\ell^2\sqrt{3}}{4}}$$

$$a = \frac{\frac{\pi D_p^2}{2}}{\frac{\ell^2\sqrt{3}}{4}}$$

soit :

$$R_H = \frac{\frac{\ell^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_p^2}{8}}{\frac{\pi D_p}{2}}$$

Nous obtenons comme valeur du rayon de pore équivalent réduit :

$$\frac{R_H}{h} = \frac{1}{4}\left(\frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)$$

Le tableau ci-dessous indique certaines valeurs de R_H réduit pour différentes porosités :

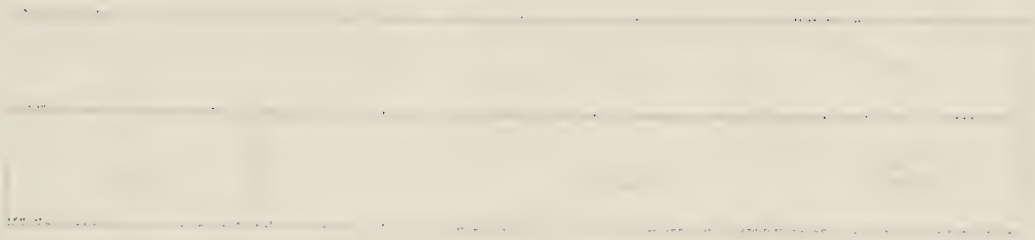
ε	0,7	0,8	0,9
$\frac{R_H}{h}$	0,51	1	2,25

La comparaison entre les différents modèles théoriques et celui de DULNEV a été faite sur la figure [2.13.]. Nous pouvons constater que le modèle proposé suit d'une façon excellente les modèles granulaires et fibreux compactés (pour les fortes porosités), définit une valeur moyenne des structures fibreuses monocouches tissées (il faut donc remarquer que pour les structures multicouches, c'est la valeur moyenne des points dispersés qui est la plus probable). Dans le cas des structures fibreuses compactées, la validité du modèle semble être en faveur du notre, le modèle à fils parallèles et indépendants devenant de plus en plus douteux au fur et à mesure que la porosité diminue.

Relation entre perméabilité intrinsèque et rayon de pore équivalent

Nous verrons dans l'étude de la surface élémentaire de changement de phase l'importance des phénomènes capillaires liés à ceux du transfert de masse, d'où la relation entre k et $\overline{R}$:

$$k = \frac{1}{72\ \delta}\left(\frac{1 + 3h/\ell}{h/\ell}\right)^2 \varepsilon \overline{R}^2$$



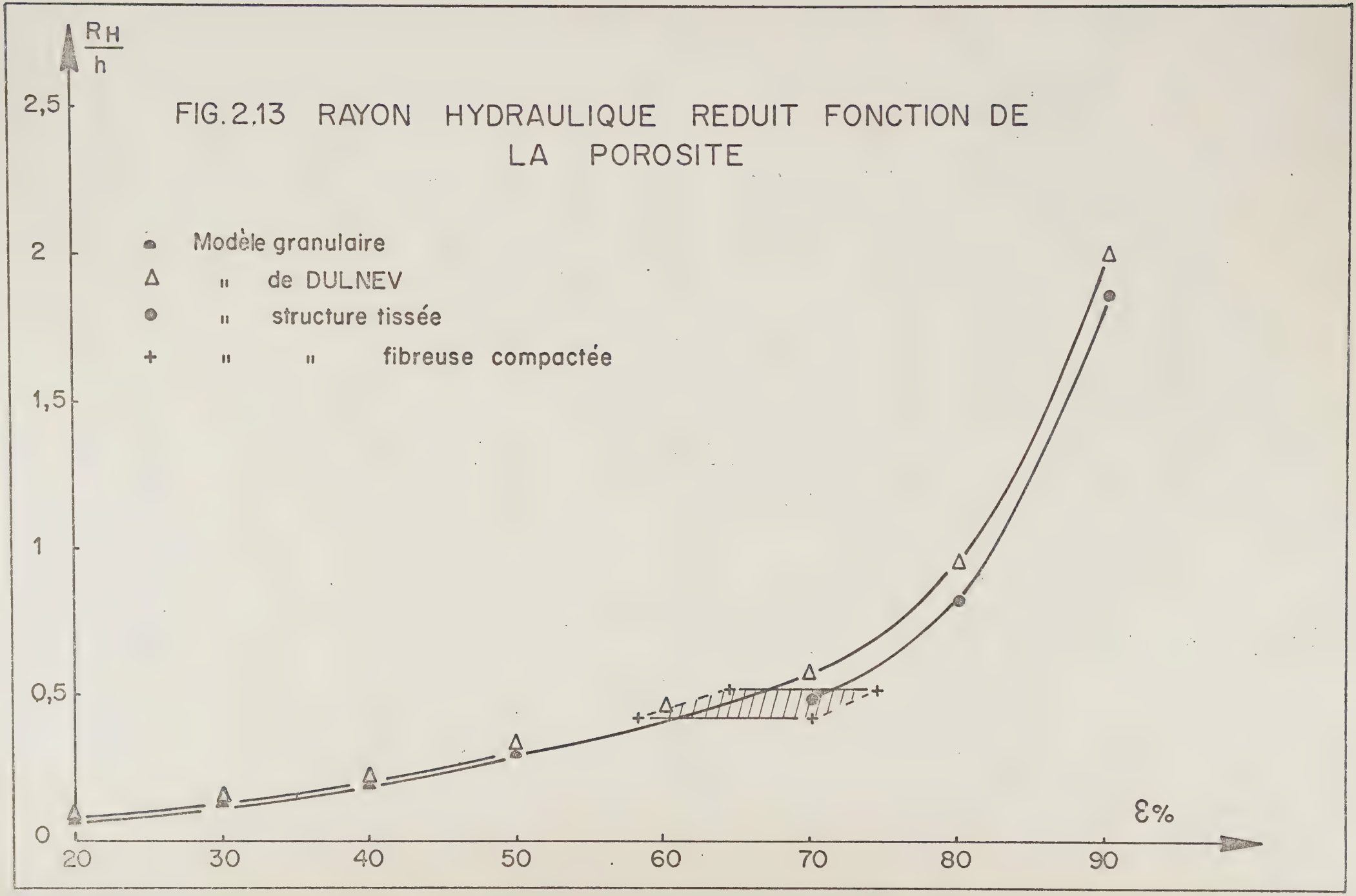


FIG. 2.13 RAYON HYDRAULIQUE REDUIT FONCTION DE LA POROSITE
$\frac{R_H}{h}$
2,5
2
1,5
1
0,5
0
Modèle granulaire
" de DULNEV
" structure tissée
" " fibreuse compactée
20
30
40
50
60
70
80
90
ε%

b/ Détermination du paramètre d'inertie b

Pour des écoulements en milieu poreux caractérisés par un nombre de Reynolds très inférieur à l'unité, l'influence des termes visqueux est prépondérant devant les termes d'inertie, mais quand le nombre de Reynolds s'approche de l'unité, les termes d'inertie ne peuvent plus être négligés et il faudra considérer l'équation de Darcy généralisée..

De façon classique, nous définissons le rapport des termes de pression à celui des termes de vitesse par la relation :

$$\frac{\left(-\frac{dp}{dx}\right)}{\frac{1}{2}\rho\langle V^2\rangle} = \frac{4\ f_o}{D}$$

En reliant cette formulation à celle de l'équation de Darcy généralisée :

$$\frac{1}{\mu V}\left(-\frac{dP}{dx}\right) = \frac{1}{k} + \frac{b\ \rho V}{\mu}$$

d'où la valeur du paramètre d'inertie :

$$b = \frac{1}{2\sqrt{2}}\ \frac{f_o}{k}\ \frac{1}{\varepsilon^{3/2}}$$

A partir de cette valeur de b, il est possible de modifier l'équation de Darcy de façon à la rendre adimensionnelle.

Pour cela, nous utiliserons comme dimension caractéristique de la structure poreuse la racine carrée de la perméabilité : $\sqrt{k}$.

Soit un nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho V \sqrt{k}}{\mu}$

et une relation d'écoulement :

$$\frac{1}{Re} + C = \frac{\left(-\frac{dP}{dx}\right)\sqrt{k}}{\rho V^2}$$

avec : $C = b\sqrt{k}$

$$C = \frac{1}{2\sqrt{2}} f_o \frac{1}{\varepsilon^{3/2}}$$

La connaissance des paramètres k et C nous permet de définir totalement l'écoulement dans une structure poreuse en régime laminaire et transitoire.

Dans le chapitre 3, nous avons développé l'étude expérimentale du transfert de masse à travers une structure poreuse.

Nous avons pu constater, à travers les résultats obtenus, d'une part la validité du modèle théorique utilisé et d'autre part la quasi-égalité des caractéristiques de transfert longitudinales et transversales, ce qui semble justifier l'emploi d'un modèle théorique tridimensionnel isotrope.

2.2.6. Caractéristiques du transfert de chaleur

Le transfert de chaleur à l'évaporateur et au condenseur du convertisseur se fait par conduction à travers la structure poreuse, plus ou moins saturée de liquide. En effet, dans les conditions d'utilisation de ces parois, le transfert de chaleur par convection peut être négligé ($Ra < 40$), sauf dans le cas où il y a ébullition nuclée au sein de la paroi d'évaporation ; mais comme cette condition de fonctionnement est relativement critique, nous l'étudierons par la suite comme cas limite.

Nous essayerons donc de définir la conductibilité équivalente d'une structure hétérogène constituée de deux corps de conductibilités différentes.

a/ Modèle de DULNEV

Nous ne ferons qu'exposer le principe de l'étude et les résultats obtenus par DULNEV (2.14.) puisque ce chercheur a établi ce modèle théorique pour étudier le transfert de chaleur par conduction d'une structure hétérogène.

En négligeant les phénomènes de convection et de rayonnement, DULNEV obtient comme définition de la conductibilité équivalente du milieu diphasique :

$$\frac{\lambda}{\lambda_s} = \left(\frac{h/\ell}{1 + h/\ell}\right)^2 + \nu\left(1 - \frac{h/\ell}{1 + h/\ell}\right)^2 + 2\nu\left(\frac{h/\ell}{1 + h/\ell}\right)\left(1 - \frac{h/\ell}{1 + h/\ell}\right) \times$$

$$\times \left[1 - \frac{h/\ell}{1 + h/\ell}(1 - \nu)\right]^{-1} \qquad (2.14)$$

ν : rapport des conductibilités thermiques des deux phases en présence.

Sur la figure [2.14.], les résultats théoriques de la conductibilité équivalente en fonction de la porosité sont paramétrés suivant différents rapports des conductibilités spécifiques. Ces relations ont été obtenues à partir du groupement série-parallèle des conductibilités des différents éléments constitutifs de la cellule théorique élémentaire. Avec cette relation, DULNEV approche les valeurs expérimentales pour des matériaux très divers à environ 10 % et souvent même à 5 % près, ce qui est un résultat convenable.

Il faut toutefois remarquer que ce modèle tridimensionnel isotrope semble mieux convenir pour une structure granulaire que pour une structure fibreuse. Nous verrons malgré tout que les résultats obtenus sont corrects.

Par ailleurs, nous ne définirons qu'une conductibilité transversale, le transfert de chaleur se faisant essentiellement dans ce sens, puisque nous supposerons la paroi de changement de phase isotherme.

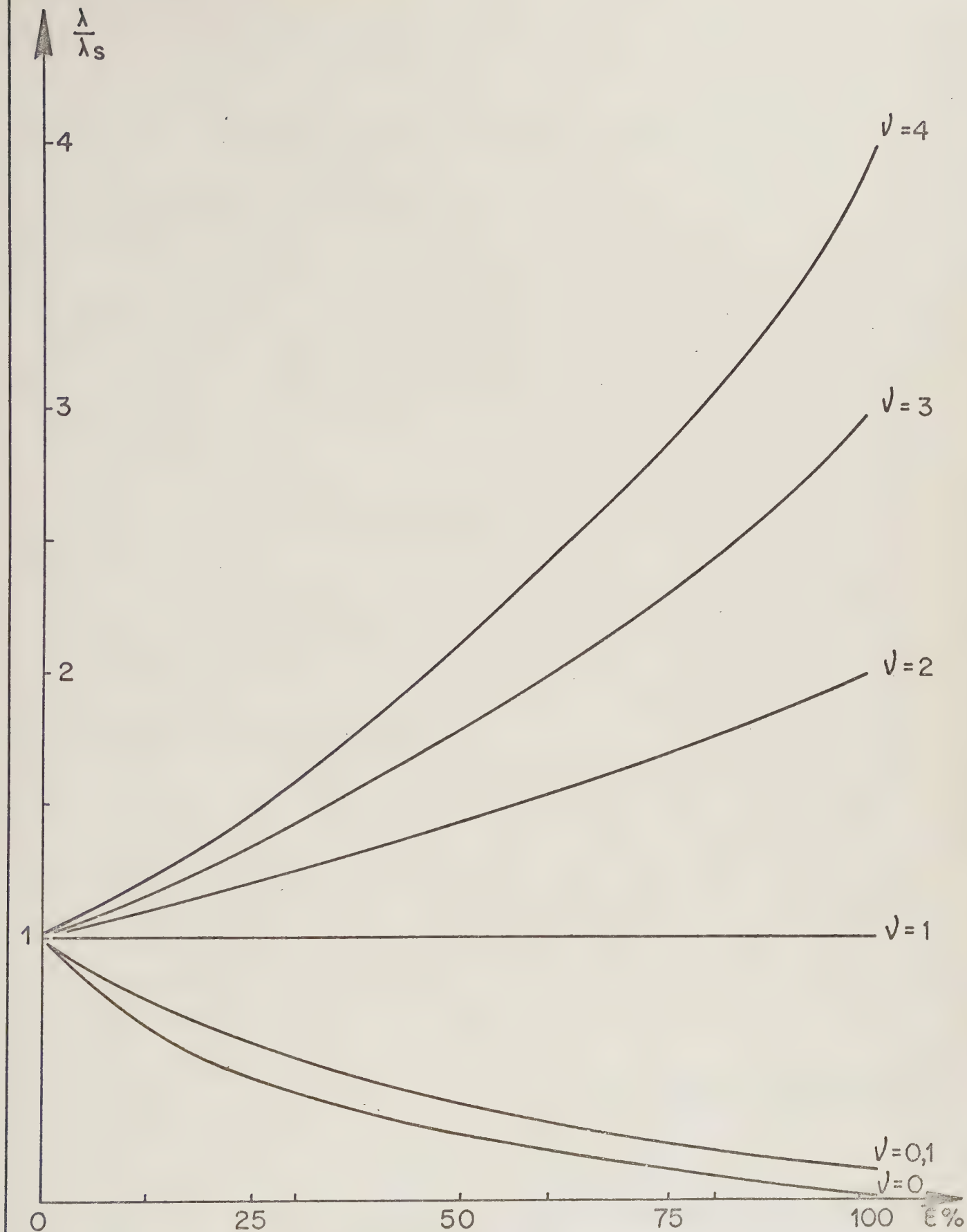


FIG.2.14. RELATION ENTRE LA CONDUCTIVITE EFFECTIVE D'UNE STRUCTURE POREUSE ET POROSITE POUR DIFFERENTES CONDUCTIBILITES DE FLUIDES DE TRAVAIL

b/ Comparaison de ce modèle à d'autres modèles proposés

Modèle à particules sphériques

Afin de pouvoir considérer une conductibilité de la structure solide, il n'est plus possible d'adopter des particules sphériques à contact ponctuel. GROTENHUIS a défini un modèle à particules sphériques tronquées, ce qui lui donne une conductibilité propre de la structure granulaire :

$$\lambda = \frac{\lambda_s}{0,242} \frac{1 - (\varepsilon + 0,523)^{1/3}}{(\varepsilon + 0,523)^{1/3}}$$

Toutefois, ce modèle ne nous permet pas de définir à l'aide d'une relation simple la conductibilité de la structure saturée.

Modèle à particules fibreuses

La conductibilité transversale d'une structure fibreuse seule, pourrait être considérée comme nulle. Malgré le fait qu'un contact n'est jamais ponctuel nous pourrons considérer cette hypothèse comme vraie dans le cas des fibres tissées, alors que pour les fibres compactées, ce n'est pas justifié du fait de l'adhérence par fusion entre les fibres. SOLIMAN, GRAUMAN et BERENSON obtiennent des résultats semi-empiriques pour des feutres métalliques saturés d'eau.

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_s}\right)_{\text{nickel}} = 0,046\,(1-\nu)(1-\varepsilon) + \nu\left\{1 + \frac{(1-\nu)(1-\varepsilon) - 0,046\,(1-\varepsilon)}{\left(1 - (1-\nu)(1-\varepsilon)^{0,012}\right)}\right\}$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_s}\right)_{\text{cuivre}} = 0,13\,(1-\nu)(1-\varepsilon) + \nu\left\{1 + \frac{(1-\nu)(1-\varepsilon) - 0,13\,(1-\varepsilon)}{\left(1 - (1-\nu)(1-\varepsilon)^{0,006}\right)}\right\}$$

Modèles globaux

Certains auteurs, afin de ne pas tenir compte de la composition élémentaire de la structure poreuse, considèrent comme simples paramètres la porosité du milieu et des associations particulières série-parallèle des conductibilités des différents constituants.

Cette solution est surtout intéressante dans le cas où les conductibilités spécifiques du solide et du liquide sont du même ordre de grandeur.

Dans le cas des métaux liquides associés à des supports métalliques NEAL (2.17) préconise la relation en conductibilité parallèle :

$$\frac{\lambda}{\lambda_s} = (1 - \varepsilon) + \nu\varepsilon$$

alors que WOO (2.16) préfère utiliser la relation :

$$\frac{\lambda}{\lambda_s} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_s}\right)_{sec} + \nu\varepsilon$$

Sur la figure [2.15], nous avons comparé la conductibilité équivalente du couple SODIUM-INOX obtenue à partir des modèles à conductibilité série, conductibilité parallèle et de DULNEV. Nous pouvons constater que l'écart entre les différentes solutions est faible, ce qui ne sera pas le cas pour des couples eau-inox, eau-bronze, eau-nickel, dont nous avons fait l'étude expérimentale. Nous pouvons remarquer que la conductibilité équivalente de la structure saturée dépend de la conductibilité propre du solide ; il sera donc toujours préférable d'utiliser des corps de bonne conductibilité adaptés au fluide de travail utilisé.

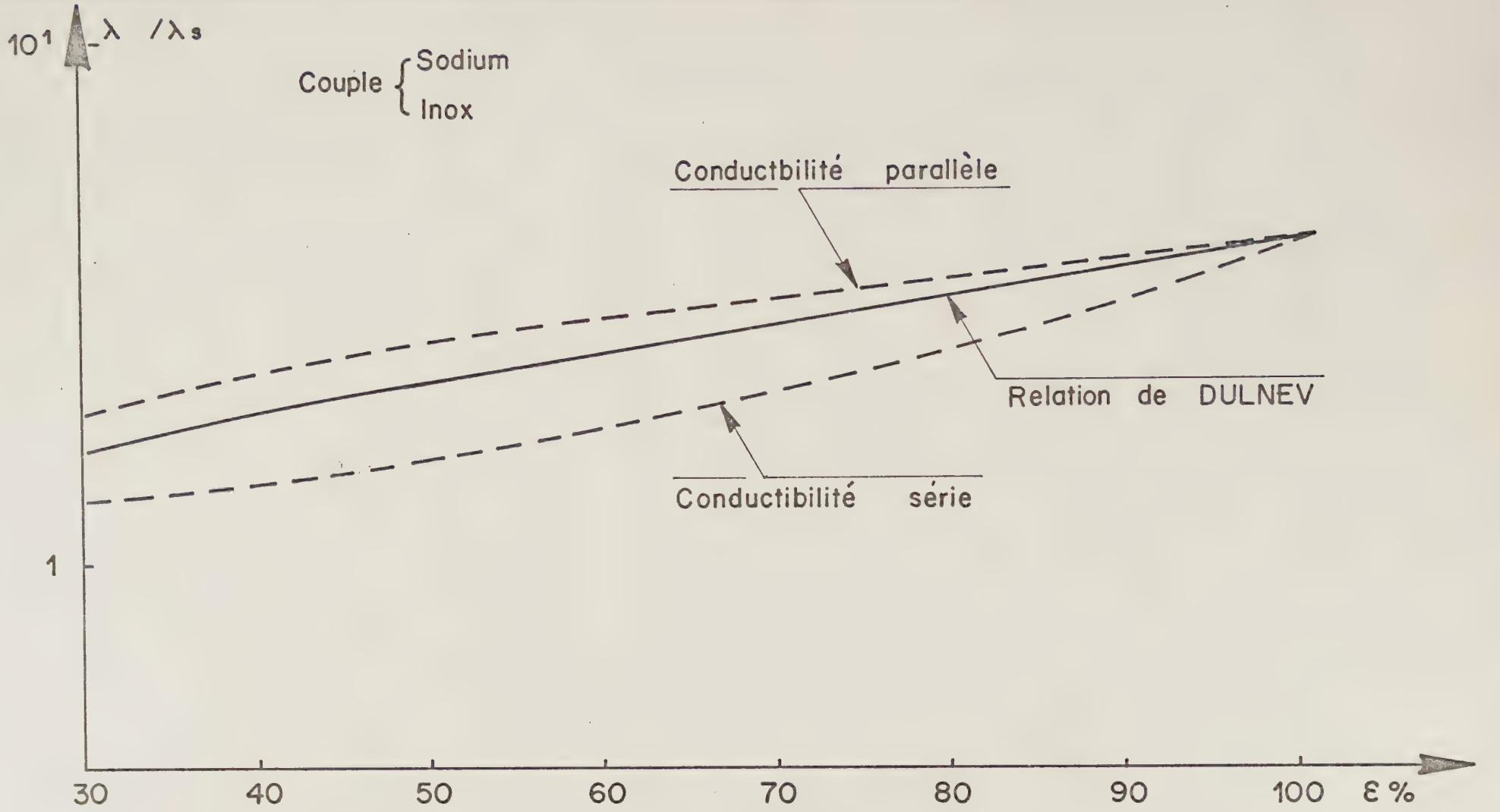


FIG. 2.15 CONDUCTIBILITE D'UNE STRUCTURE POREUSE SATUREE

2.2.7. Conclusion sur l'étude des structures poreuses

Afin de pouvoir aborder de façon efficace l'étude complexe du phénomène de changement de phase sur une structure poreuse avec transfert de chaleur et de masse au sein de celle-ci, il nous a semblé intéressant de cerner de façon précise, les différents paramètres constitutifs du phénomène, d'établir un modèle théorique général de la structure afin de pouvoir aborder le problème par le calcul et comparer les diverses structures réelles envisageables.

Dans cette étude, nous avons toujours considéré les phénomènes de façon indépendante, sans couplages entr'eux. En fait, ces couplages existent toujours mais ne deviennent sensibles que pour des conditions plus critiques que celles que nous nous sommes imposées ; par exemple pour des rayons de pore équivalent inférieurs au 1/10°µ ou pour des nombres de Rayleigh > 40.

2.3. Utilisation de la structure poreuse comme support de changement de phase

Après avoir déterminé les caractéristiques de la structure poreuse utilisable comme support de changement de phase, nous allons étudier le fonctionnement de la surface élémentaire d'évaporation et de condensation.

En fonction des diverses conceptions de convertisseurs possibles, il nous faudra étudier plusieurs types de fonctionnements élémentaires que nous pourrons classer en quatre catégories :

- transfert de chaleur par conduction à travers la paroi avec transfert de masse longitudinal en milieu poreux
- transfert de chaleur par conduction à travers le film liquide avec écoulement longitudinal hors du milieu poreux
- transfert de chaleur par mélange avec un liquide de même nature sous refroidi et transfert de masse longitudinal hors du milieu poreux

- Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi avec transfert de masse longitudinal dans le milieu poreux non saturé.

Sur la figure [2.16], nous avons schématisé les différentes solutions possibles.

2.3.1. Etude thermohydrodynamique

Quelle que soit la solution adoptée, le phénomène de transfert de chaleur et de masse avec changement de phase sur une structure poreuse est régi par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec certaines conditions aux limites.

Considérons l'écoulement d'un liquide incompressible dans la structure poreuse ou dans un canal limité par une surface capillaire, le système d'équations sera :

Conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0$$

Conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \frac{DV}{Dt} = - \nabla P + \mu \nabla^2 V + \rho g$$

Conservation de l'énergie

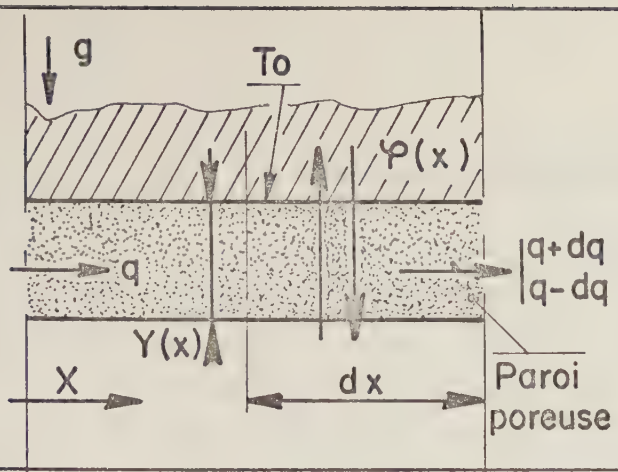
$$\rho C \frac{DT}{Dt} = \lambda \nabla^2 T$$

Conditions aux limites

- Conditions d'interface liquide vapeur

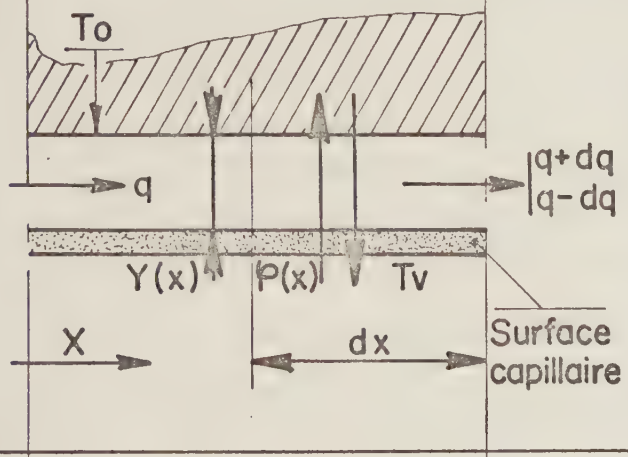
$$P_{vapeur} - P_{liquide} \leq \frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}}$$

Ce système, qu'il faudrait prendre en compte pour l'étude fine du phénomène peut se simplifier d'une façon importante si l'on tient compte des conditions particulières de fonctionnement de la surface de changement de phase.



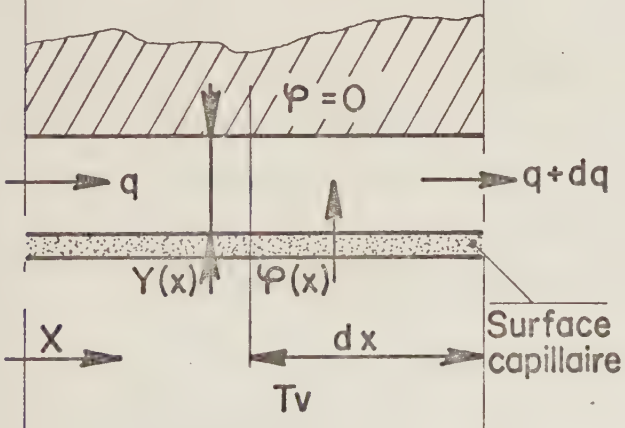
TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION.

TRANSFERT DE MASSE LONGITUDINAL DANS LE POREUX



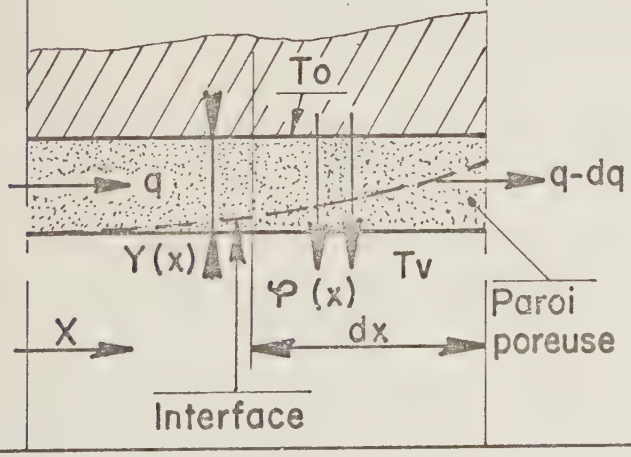
TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION.

TRANSFERT DE MASSE LONGITUDINAL HORS DU POREUX



TRANSFERT DE CHALEUR PAR MELANGE

TRANSFERT DE MASSE LONGITUDINAL HORS DU POREUX



TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION A TRAVERS LA PAROI POREUSE

TRANSFERT DE MASSE LONGITUDINAL DANS LE POREUX

DIFFERENTS TYPES DE FONCTIONNEMENT DE LA PAROI POREUSE ELEMENTAIRE FIG. [2 - 16]

Hypothèses simplificatrices

- Les transferts de chaleur et de masse étant soumis aux caractéristiques capillaires de la structure poreuse, pour chaque cas les énergies mises en jeu sont faibles et le couplage entre les divers phénomènes peu important. Il est donc possible de considérer séparément chaque équation de conservation.
- Les dimensions de la structure poreuse ou du canal d'écoulement sont telles que l'épaisseur est faible devant la longueur et la largeur de la surface d'échange. Nous pouvons donc ramener l'écoulement tridimensionnel à un écoulement bidimensionnel.
- Si nous supposons maintenant que les conditions de fonctionnement sont uniformes pour toute une section de la structure poreuse ou du canal, nous ramenons le problème à une étude monodimensionnelle.
- Le transfert de chaleur se fera à travers la structure poreuse saturée de liquide ou à travers la lame de liquide contenue dans le canal d'écoulement.
- L'étude de la structure élémentaire de changement de phase se fera en coordonnées cartésiennes.

Nous pouvons donc reprendre le système d'équations précédent.

Conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho V_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho Vy + \frac{\partial}{\partial z} \rho Vz \right) = 0$$

devient en considérant un régime établi et monodimensionnel avec apport de masse à la paroi :

$$\frac{\partial}{\partial x} \rho Vx = f(\varphi)$$

φ étant le flux thermique à la paroi.

Nous avons remplacé l'apport de masse à la paroi, par une source ponctuelle au sein de la paroi.

Conservation de la quantité de mouvement

Nous considérerons deux cas d'écoulement dans la structure poreuse et l'écoulement dans un canal adjacent.

a/ Ecoulement dans un canal adjacent

L'équation précédente de la quantité de mouvement devient :

$$\rho\left(Vx\ \frac{\partial Vx}{\partial x}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 Vx}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Vx}{\partial y^2}\right) + \rho g \cos\theta$$

θ étant l'inclinaison de l'axe x par rapport à la verticale.

b/ Ecoulement dans la structure poreuse

Pour caractériser l'écoulement dans la structure poreuse, nous utiliserons la relation de Darcy pour mettre en évidence le terme de viscosité :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\mu\frac{Vx}{k} - b\rho Vx^2$$

D'où l'équation de quantité de mouvement :

$$\rho\left(Vx\ \frac{\partial Vx}{\partial x}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} - \left(\mu\frac{Vx}{k} + b\rho Vx^2\right) - \rho g \cos\theta$$

Conservation de l'énergie

Puisque le transfert de chaleur se fait par conduction, nous pourrons utiliser l'équation de FOURIER :

$$\varphi = -\lambda\ \frac{\partial T}{\partial y}$$

que nous pouvons relier à l' équation de conservation de la masse

$$\rho\ \frac{\partial Vx}{\partial x} = f\left(-\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)$$

Conditions aux limites

$$P_{vapeur} - P_{liquide} \leq \frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}}$$

2.3.2. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse longitudinal dans le poreux

Cette solution représente la réalisation technologique la plus simple à mettre en oeuvre.

Elle peut indifféremment servir de surface d'évaporation et de condensation.

L'étude portera sur une paroi poreuse homogène de largeur unité d'épaisseur constante appliquée sur une paroi étanche à la température T_o, saturée de liquide et la présence de vapeur à la température T_V .

Ces conditions de fonctionnement donnent un flux massique et thermique pariétal constant ; ce qui détermine une condition de vitesse dans la paroi :

$$V(x) = \frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e}\, x$$

Nous obtenons à partir de l'équation de quantité de mouvement des conditions de pression dans la paroi sous la forme :

$$P(o) - P(x) = \rho g x \cos\theta + \left[\frac{\mu}{k}\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e} - \rho\left(\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e}\right)^2\right]\frac{x^2}{2} + b\rho\left(\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e}\right)^2\frac{x^3}{3}$$

Nous avons vu que la différence de pression maximale entre deux points quelconques de la structure poreuse ne devait pas être supérieure au "pompage capillaire" du matériau choisi.

Soit :

$$\left[P(o) - P(x)\right]_{maxi} = \frac{2\gamma_{LV}}{\bar{R}}$$

d'où, pour $x = L$

$$\frac{2\gamma_{LV}}{\bar{R}} = \rho g L \cos\theta + \left[\frac{\mu}{k}\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e} + \rho\left(\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e}\right)^2\right]\frac{L^2}{2} + b\rho\left(\frac{\varphi}{\mathcal{L}\rho_e}\right)^2\frac{L^3}{3}$$

Cette relation nous permet de connaître la puissance thermique transportée par une paroi poreuse à partir de groupes paramétrés que nous classerons en :

- paramètre structure
- paramètre fluide de travail
- paramètre champ gravifique

La comparaison des différentes structures nous fait éliminer le paramètre champ gravifique en faisant travailler la paroi poreuse de façon horizontale.

Nous obtenons la valeur de la puissance thermique spécifique transportée par les relations :

$$\left.\begin{aligned} &\frac{Q}{e} = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\left(\frac{k}{R}\right)\frac{1}{L}, \quad \text{(approximation laminaire)} \\ &\frac{Q}{e}\left[1 + \frac{k}{\mu\mathcal{L}}\,\frac{Q}{e}\left(\frac{1}{L} + \frac{2\,C}{3\sqrt{k}}\right)\right] = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\left(\frac{k}{R}\right)\frac{1}{L} \end{aligned}\right\} \quad (2.16)$$

Nous voyons apparaître les différents groupes paramétrés :

$\frac{k}{R}$: paramètre structure

$\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}$: paramètre fluide de travail

a/ Influence du paramètre structure

A partir de l'étude que nous avons effectuée sur les structures, nous voyons qu'il est très simple de déterminer le rapport $\frac{k}{R}$.

Soit :

$$k = \frac{1}{72\,\delta}\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)^2 \epsilon\, R^2$$

Or, la puissance thermique spécifique transportée par la structure poreuse, dans le cas d'un écoulement laminaire, est proportionnelle au rapport :

$$\frac{k}{\bar{R}} = \frac{1}{72\delta}\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)^2 \varepsilon\, \bar{R}$$

Nous pouvons remarquer que cette puissance est proportionnelle au rayon de pore équivalent de la structure, à la porosité et à la géométrie de la structure. Il y a donc intérêt à utiliser des structures les plus poreuses possibles avec le plus grand rayon de pore équivalent.

b/ Influence du paramètre fluide de travail

L'équation (2.16) de la puissance thermique maximale transportée par une structure poreuse montre que celle-ci est proportionnelle au paramètre $N_f = \frac{\gamma_{LV} \ell \rho}{\mu}$ que nous avons appelé paramètre fluide de travail.

Le choix d'un fluide de travail donné influe donc d'une façon importante sur les caractéristiques de fonctionnement de la paroi de changement de phase.

Sur la figure [2.17.], nous avons porté la valeur de N_f en fonction de la température d'utilisation pour différents fluides de travail censés être utilisés dans des convertisseurs thermiques. Nous avons limité notre choix à l'eau et à trois liquides métalliques : le mercure, le potassium et le sodium.

Nous pouvons tout de suite remarquer l'importance de la température d'utilisation sur le choix du fluide.

L'eau ne peut être raisonnablement utilisée qu'entre 50°C et 300°C avec un maximum d'efficacité vers 200°C.

Le mercure, utilisable entre 200°C et 600°C permet d'effectuer la jonction avec le sodium et le potassium qui ne deviennent intéressant qu'à partir de 500°C.

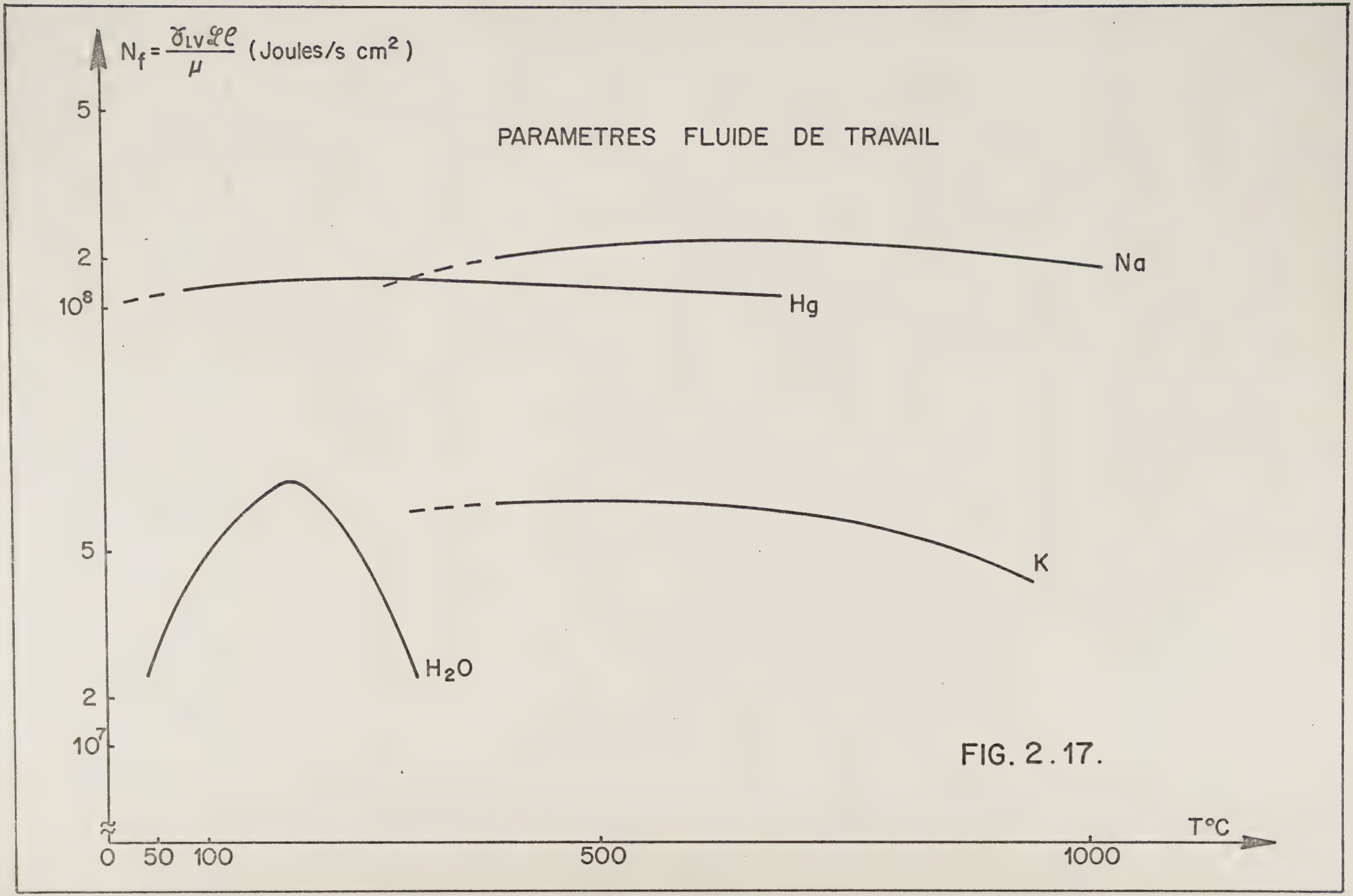

$N_f = \frac{\sigma_{LV} \mathcal{L} \rho}{\mu}$ (Joules/s cm²)
PARAMETRES FLUIDE DE TRAVAIL
5
2
10⁸
5
2
10⁷
Na
Hg
K
H₂O
0
50
100
500
1000
T°C

FIG. 2.17.

Remarque :

Nous verrons dans l'étude des échangeurs la modification des températures optimales par l'influence de la phase vapeur

c/ Optimisation thermodynamique

Dans la détermination de la puissance thermique maximale transportée nous n'avons fait aucune considération sur l'optimisation thermodynamique de la paroi, notion qui pour un convertisseur thermique est importante.

Nous rechercherons cette optimisation en considérant le gradient de température nécessaire pour obtenir une puissance thermique déterminée.

Nous obtenons la relation suivante en laminaire :

$$Q^2 = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{R}\,\lambda\Delta T$$

avec : $\Delta T = T_V - T_s$ pour le condenseur

$\Delta T = T_s - T_V$ pour l'évaporateur

et dans le cas général :

$$Q^2\left[1 + \lambda\frac{k}{\mu\mathcal{L}}\frac{1}{e^2}\Delta T + \frac{2}{3}\frac{Ck^{3/2}}{\mu\mathcal{L}e}Q\right] = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{R}\,\lambda\Delta T$$

Ces relations montrent que les différents paramètres précédemment définis n'interviennent plus que par leur racine, avec un paramètre supplémentaire qui est la conductibilité effective de la structure poreuse saturée de liquide. La valeur de cette conductibilité en fonction de la perméabilité et du rapport des conductibilités propres du solide et du liquide (figure [2.14.]), nous permet de conclure que pour un métal liquide il est toujours préférable d'avoir une structure support à forte porosité ; dans le cas d'un fluide tel que l'eau, une structure granulaire à porosité moindre que les structures fibreuses peut dans certains cas être avantageuse.

d/ Structure poreuse à caractéristiques variables

Si nous reconsidérons la fonction de la structure poreuse, ses caractéristiques capillaires servent d'une part à stabiliser l'interface et d'autre part à équilibrer les variations de pression par frottement et par convection. Or, dans le cas du "pompage capillaire", c'est la variation maximale des caractéristiques capillaires qui nous intéresse ; il n'est donc pas utile de disposer d'une structure à propriétés constantes tout le long de la paroi et de nombreuses distributions peuvent être envisagées.

Prenons le cas d'une distribution hyperbolique qui donne en chaque point de la surface un rayon de pore équivalent dont la pression capillaire est égale à la pression hydrostatique correspondant à la hauteur de liquide de son abscisse.

$$\frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}(x)} = \rho g \, x$$

Avec cette distribution, nous obtenons une puissance thermique transportée sous la forme ; en laminaire :

$$\frac{Q}{e} = \frac{1}{6g}\left(\frac{\gamma_{LV}^{\,2}\,\ell}{\mu}\right)\varepsilon\left(\frac{1 + 3\,h/\ell}{h/\ell}\right)^2 \frac{1}{L^2}$$

Nous pouvons constater que les paramètres fluide de travail et structure se présentent sous une forme différente. Par ailleurs, cette puissance n'est plus inversement proportionnelle à la dimension de l'échangeur mais inversement proportionnelle au carré.

Il va de soi que pour une distribution différente et un champ gravifique modifié, la relation précédente aurait une autre formulation.

REMARQUE 1

La comparaison des puissances thermiques transportées par une structure à distribution hyperbolique et une structure à distribution uniforme est fournie par la relation :

$$\frac{\left(\frac{Q}{e}\right)_i}{\left(\frac{Q}{e}\right)_h} = \frac{g}{12}\left(\frac{\rho}{\gamma_{LV}}\right)\overline{R}\,L$$

Remarque 2

La fabrication d'une telle structure à partir de particules élémentaires granulaires ou fibreuses semble difficile, par contre il est possible de constituer un échangeur à l'aide d'éléments de dimensions finies à caractéristiques uniformes mais différents de l'un à l'autre, de façon à obtenir une distribution globalement hyperbolique.

2.3.3. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse en dehors du poreux

Dans l'étude du cas précédent, nous avons pu remarquer que toutes les fonctions s'effectuaient au sein de la structure poreuse :

- stabilité
- transfert de masse
- transfert de chaleur

Nous avons déjà pu constater qu'il était intéressant du point de vue transfert de masse de ne considérer que les caractéristiques capillaires extrêmes de la structure. Si maintenant nous considérons séparément les différentes fonctions de la structure, nous en déduisons qu'il est préférable d'effectuer le transfert de masse en dehors de la structure poreuse.

a/ Fonction stabilisation

Si nous ne considérons que cette fonction, la paroi poreuse peut se réduire à la dimension d'une surface capillaire, l'épaisseur étant imposée par la tenue mécanique.

b/ Fonction transfert de masse

Le "pompage capillaire" maximal dont dispose la surface poreuse peut, de la même manière que dans le cas précédent, déplacer du liquide d'un point à un autre d'un canal d'écoulement constitué par une surface échange et la surface capillaire poreuse.

Il faut toutefois, qu'au préalable, ce canal ait été saturé de liquide. A partir du système d'équations déterminé dans l'étude thermohydrodynamique pour le cas de l'écoulement lors du poreux, et en considérant un écoulement de POISEUILLE nous obtenons la valeur de la puissance thermique maximale transportée (dans le cas où la section du canal est constante le long de la surface de changement de phase).

Soit :

$$\frac{Q}{e} = \frac{1}{2}\left(\frac{\gamma_{LV}\mathcal{L}\rho}{\mu}\right) e^2 \frac{1}{R}\frac{1}{L}$$

Cette relation nous permet de montrer que la puissance thermique transportée est proportionnelle au paramètre fluide de travail et à un paramètre de couplage entre les caractéristiques de la surface capillaire et les caractéristiques du canal.

Soit :

$$\frac{e^2}{R}$$

e : distance entre la paroi étanche et surface capillaire.

Afin de pouvoir transporter une puissance thermique maximale, il serait intéressant d'augmenter la section de l'écoulement, au détriment toutefois de l'écart de température entre les deux faces opposées du film liquide. Mais par ailleurs, il n'est pas intéressant d'augmenter les dimensions des canaux d'écoulement pour des raisons de stabilité de fonctionnement pour un appareil en continu et pour des raisons de stabilité et de démarrage pour un appareil à arrêts fréquents. En effet, si pour une raison quelconque (fluctuations de pression ou de débit, vibrations...), l'interface liquide-vapeur de la surface capillaire est détruite, elle ne peut pas se refaire si les canaux ont une dimension supérieure au rayon de pore équivalent. De même lors du démarrage d'un appareil. Pour pouvoir fonctionner, il faut que la surface de changement de phase soit saturée, ce qui ne pourra pas se faire, si pour un canal $e \geqslant 2\overline{R}$. Les canaux de dimensions importantes devant le rayon de pore équivalent de la surface capillaire ne pourront être utilisés que dans le cas de dispositifs stables et à fonctionnement continu.

Considérons le cas d'une surface de changement de phase utilisé pour un appareil à fonctionnement discontinu. Nous avons vu que la valeur maximale de $e = 2\overline{R}$. Pour cette valeur la puissance transportée est :

$$\frac{Q}{e} = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\overline{R}\,\frac{1}{L}$$

que nous pouvons comparer au cas de l'écoulement dans la structure poreuse.

Soit :

$$\left(\frac{Q}{e}\right)_{poreux} = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{\overline{R}}\,\frac{1}{L}$$

$$\left(\frac{Q}{e}\right)_{canal} = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\overline{R}\,\frac{1}{L}$$

D'où :

$$\frac{\left(\frac{Q}{e}\right)_{poreux}}{\left(\frac{Q}{e}\right)_{canal}} = 2\,\frac{k}{\overline{R}^2}$$

$$\frac{\left(\frac{Q}{e}\right)_{poreux}}{\left(\frac{Q}{e}\right)_{canal}} = \frac{1}{36\delta}\left(\frac{1 + 3\ h/\ell}{h/\ell}\right)^2 \epsilon$$

c/ Optimisation thermodynamique

De la même façon que pour l'écoulement en milieu poreux nous avons déterminé la puissance thermique optimisée de cette surface de changement de phase.

Soit :

$$Q^2 = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\overline{R}\ \lambda_f\ \Delta T$$

d'où :

$$\frac{(Q^2)_{poreux}}{(Q^2)_{canal}} = \frac{4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{\overline{R}}\ \lambda\Delta T}{2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\overline{R}\lambda_f\Delta T}$$

$$\frac{(Q^2)_{poreux}}{(Q^2)_{canal}} = \frac{1}{36\delta}\left(\frac{1 + 3\ h/\ell}{h/\ell}\right)^2 \epsilon\,\frac{\lambda}{\lambda_f}$$

Alors que pour une dimension quelconque du canal d'écoulement

$$\frac{(Q^2)_{poreux}}{Q^2_{canal}} = 8\,\frac{k}{e^2}\,\frac{\lambda}{\lambda_f}$$

avec les mêmes caractéristiques capillaires pour les structures poreuses.

2.3.4. Cas du transfert de chaleur et de masse par mélange (condenseur)

Toujours à partir de la même idée d'une séparation des fonctions, nous avons envisagé un type de fonctionnement qui stabilise l'interface liquide-vapeur au moyen d'une surface capillaire et permette le transfert de chaleur et de masse par mélange à l'interface avec un liquide sous-saturé de même nature que le fluide de travail.

Ce type d'échangeur présente un meilleur coefficient d'échange thermique par suite de la suppression de la paroi support de la structure capillaire, ce qui ne peut qu'améliorer le rendement thermodynamique global du convertisseur.

a/ Mise en équation globale du fonctionnement

Considérons les conditions du liquide à l'entrée de l'échangeur et celles de la vapeur saturante également à l'entrée :

Liquide : T_e, P_e, M_e, Q_e

Vapeur : T_S, P_S, M_S, Q_s

avec les conditions d'interface :

$$\Delta P_{\text{capillaire maxi}} \geq P_{\text{vapeur}} - P_{\text{liquide}}$$

en tout point.

Soit : α le rapport des débits liquide et vapeur.

Nous avons comme relation de l'énergie :

$$(H_S - H_m)\, q_V = H_m - H_e)\, q\ell$$

H_m étant l'enthalpie du mélange à la sortie.

A partir des valeurs enthalpiques de chaque corps :

$$H_S = \int_s^{T_S} Cp_\ell \, dT + \mathcal{L}$$

$$H_m = \int_s^{T_m} Cp \, dT$$

$$H_\ell = \int_s^{T_\ell} Cp \, dT$$

Nous obtenons une définition de α sous la forme :

$$\alpha = \frac{\int_{T_m}^{T_S} Cp \, dT + \mathcal{L}}{\int_{T_\ell}^{T_m} Cp \, dT}$$

Comme les écarts de température ne sont pas et ne doivent pas être importants, nous pourrons utiliser une valeur moyenne de la capacité calorifique du liquide, d'où :

$$\alpha = \frac{Cp\ (T_S - T_m) + \mathcal{L}}{Cp\ (T_m - T_\ell)}$$

Nous pouvons définir une valeur minimum de α quand le mélange à la sortie est à la température de saturation

$$\alpha_{mini} = \frac{\mathcal{L}}{Cp_\ell} \frac{1}{T_\ell - T_S} \qquad (2.20)$$

Sur la figure [2.18] nous avons reporté la fonction $\alpha_{mini} = f(\Delta T)$ pour différents fluides de travail.

b/ Transfert de masse hors du poreux

L'écoulement du liquide de refroidissement dans son canal s'effectue avec transfert de masse à la paroi, il n'est donc plus possible d'utiliser les relations classiques d'écoulement en conduite. En effet, dans l'équation de quantité de mouvement, tous les termes de convection subsistent :

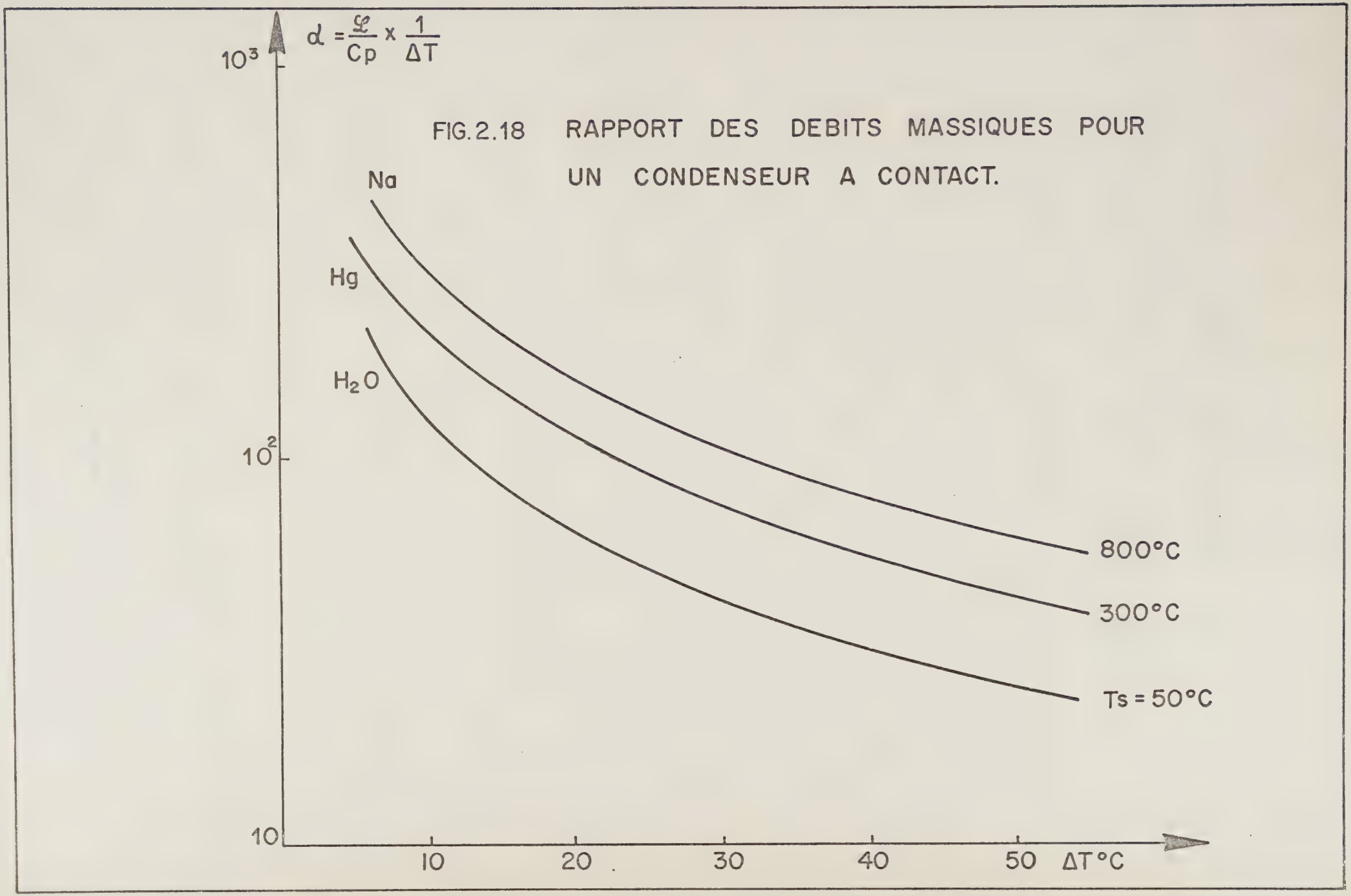


FIG. 2.18 RAPPORT DES DEBITS MASSIQUES POUR UN CONDENSEUR A CONTACT.

$$\begin{cases} \rho\left(Vx\,\frac{\partial Vx}{\partial x} + Vy\,\frac{\partial Vx}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 Vx}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Vx}{\partial y^2}\right) + \rho gx \\ \rho\left(Vx\,\frac{\partial Vy}{\partial x} + Vy\,\frac{\partial Vy}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 Vy}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Vy}{\partial y^2}\right) + \rho gy \end{cases}$$

Des solutio. analytiques et numériques ont été apportées à ce type d'écoulement (nous exposons quelques solutions par ailleurs). Toutefois, il nous est possible d'approcher de façon satisfaisante le problème avec des simplifications justifiées.

Comme nous l'avons déjà remarqué, il n'est pas intéressant d'avoir des écarts de température entre liquide et vapeur importants ; ce qui nous impose des rapports de débits massiques liquide-vapeur importants.

Nous pouvons constater sur les courbes correspondantes que pour des ΔT de 20°, le rapport massique oscille autour de 100 pour les différents fluides. Dans l'écoulement liquide nous pourrons considérer comme négligeable l'apport de masse.

Avec cette hypothèse, nous obtenons comme définition de la puissance thermique transportée :

$$\frac{Q}{e} = \frac{1}{6}\left(\frac{\gamma_{LV}\ Cp\ \rho}{\mu}\right)\frac{e^2}{L}\,\Delta T \qquad (2.21)$$

avec une distribution de température du fluide le long de l'échangeur :

$$(T_S - T)_x = (T_S - T_\ell)\,\exp\left(-\frac{3{,}80\,\frac{\lambda}{e}}{q_e Cp}\,x\right)$$

Si nous considérons une optimisation thermodynamique nous obtenons comme valeur de la puissance thermique :

$$(Q)^2 = \frac{3{,}80}{6}\left(\frac{\gamma_{LV}\ \rho Cp\ \lambda_f}{\mu}\right)e^2\,\frac{\Delta T^2}{\ln\left(\frac{T_S - T}{\Delta T_\ell}\right)}$$

c/ Remarques sur ce type d'échangeur

Cette solution de transfert par mélange ne convient que pour un condenseur.

Mais, par contre, il présente une puissance thermique spécifique supérieure aux autres solutions, ce qui peut être intéressant dans les cas où l'on désire une zone de condensation réduite pour reporter ailleurs l'échangeur monophasique terminal (genre radiateur).

2.3.5. Cas du transfert de chaleur par conduction avec transfert de masse dans le poreux non saturé

Toutes les solutions précédemment exposées présentaient une structure poreuse saturée. Du point de vue transfert de chaleur, elles étaient toutes soumises à des conditions de flux (constant ou variable) à la paroi.

Pour un évaporateur soumis à des conditions de température à la paroi, nous avons conçu un échangeur à assèchement partiel de la paroi. La surface élémentaire de changement de phase sera constituée d'une structure poreuse appliquée directement sur une paroi support étanche ; le mode de fonctionnement de cette paroi qui nécessite des caractéristiques capillaires dans la masse de la structure ne permet pas d'adjoindre des canaux d'écoulement du liquide.

a/ Principe de fonctionnement

Le principe de cet évaporateur est basé sur l'alimentation à débit variable de la zone d'évaporation, débit qui correspond à la puissance thermique demandée. Ce liquide s'étale sur la surface d'échange jusqu'à ce qu'il soit totalement évaporé.

Si T_V est la température de changement de phase et T_s la température de la paroi, la puissance thermique évacuée à l'évaporateur sera :

$$Q = q_e \mathcal{L} = \int_s^x h(T_s - T_V)\, dx$$

Pour des caractéristiques homogènes de la structure poreuse, la dimension de l'évaporateur aura pour valeur :

$$L = \frac{\mathcal{L}}{h} \frac{q_\ell}{\Delta T}$$

Toutes choses égales par ailleurs, la surface d'échange mouillée par le liquide sera proportionnelle au débit liquide.

Nous pouvons également remarquer que le soutirage de la vapeur s'effectue à contre-courant du débit liquide et comme les deux fluides liquide et vapeur sont à la même température le transfert de chaleur entr'eux est nul ; ce qui nous permet d'obtenir une vapeur toujours à la même température, quel que soit le débit liquide.

b/ Mise en équation

Comme dans les cas précédents, le transfert de masse s'effectue par 'pompage capillaire'.

Dans la zone mouillée, le transfert de chaleur s'effectue par conduction à travers la structure poreuse saturée, alors que dans la zone asséchée le transfert a lieu à travers le poreux sec.

Distribution de l'interface le long de la parci d'évaporation

Pour une vitesse constante le long de la surface d'échange, nous obtenons une forme parabolique de l'interface à partir de la relation :

$$\frac{\left[y(x)\right]^2}{2} = \frac{\lambda \Delta T}{\mathcal{L}\, \rho V_o} \times$$

V_o : vitesse du liquide à l'entrée de l'évaporateur.

Puissance thermique maximale

A partir de l'équation de la quantité de mouvement nous obtenons la valeur de la puissance thermique par la relation :

$$\frac{Q}{e} = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{R}\,\frac{1}{L} \qquad \text{(en laminaire)}$$

$$\frac{Q}{e}\left(= 1 + C\sqrt{k}\,\frac{1}{\mu\,\mathcal{L}}\,\frac{Q}{e}\right) = 2\,\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\,\frac{k}{R}\,\frac{1}{L} \qquad (2.22)$$

Nous pouvons constater que ce type d'évaporateur ne peut transmettre qu'une puissance deux fois plus faible que celle que transmet un évaporateur à structure saturée fonctionnant dans les mêmes conditions.

Par contre, du point de vue optimisation thermodynamique les relations suivantes montrent que la puissance thermique transmise est égale dans les deux cas :

$$Q^2 = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\lambda\,\frac{k}{R}\,\Delta T$$

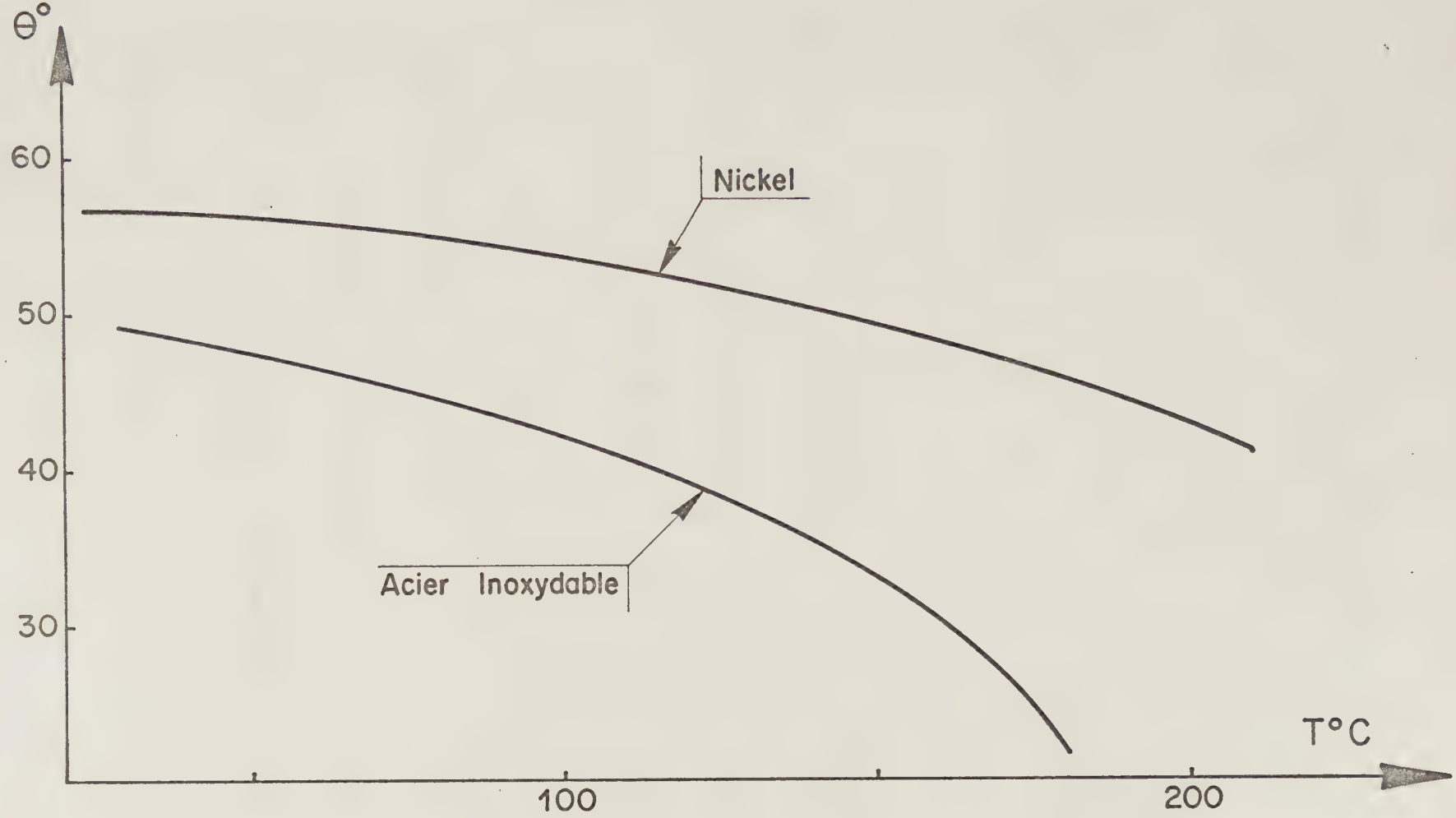
$$Q^2\left(1 + C\sqrt{k}\,\frac{1}{\mu\,\mathcal{L}}\,\frac{Q}{e}\right) = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\lambda\,\frac{k}{R}\,\Delta T \qquad (2.22)$$

c/ Caractéristiques particulières des milieux poreux non saturés

Alors que dans les solutions précédentes, les structures poreuses ne faisaient appel qu'à leurs propriétés capillaires de surface, cette solution nous impose la connaissance des propriétés capillaires au scin de la paroi.

Comme nous l'avons montré dans l'étude des phénomènes capillaires, dès l'instant où la structure poreuse n'est pas saturée il y a apparition d'un angle de contact non nul entre le solide et le liquide (figure [2.18]) ; on ne pourra donc plus considérer le rayon de pore équivalent comme seule caractéristique capillaire mais le rayon de courbure maximal donné par la relation :

$$\mathcal{R} = \frac{\overline{R}}{\cos\,\alpha}$$



ANGLE DE CONTACT EAU-METAL FONCTION DE LA TEMPERATURE

FIG. 2.19

D'autre part nous avons pu observer que pour les structures fibreuses, l'homogénéité des caractéristiques capillaires pour une structure fibreuse était bien inférieure à celle des structures granulaires.

De ce fait, pour les milieux non saturés, la relation entre k et $\overline{R}$ ne reste vraie que pour les structures granulaires. Les essais d'évaporation que nous avons effectués (chapitre 3) montrent que les trois structures étudiées donnent pratiquement les mêmes valeurs, soit :

$$k = \frac{1}{60}\,\overline{R}^2$$

Avec cette relation entre k et $\overline{R}$ et les valeurs d'angle de contact solide-liquide nous pouvons obtenir les valeurs de la puissance thermique transportée.

- Puissance thermique maximale

$$\frac{Q}{e} = \frac{1}{30}\left(\frac{\gamma_{LV}\ \mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\overline{R}\ \cos\alpha\ \frac{1}{L} \qquad \text{laminaire}$$

$$\frac{Q}{e}\left(1 + C\sqrt{k}\,\frac{1}{\mu\mathcal{L}}\,\frac{Q}{e}\right) = \frac{1}{30}\left(\frac{\gamma_{LV}\ \mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\ \overline{R}\ \cos\alpha\ \frac{1}{L}$$

- Optimisation thermodynamique

$$Q^2 = \frac{1}{15}\left(\frac{\gamma_{LV}\ \mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\lambda\ \overline{R}\ \cos\alpha\ \Delta T$$

$$Q^2\left(1 + C\sqrt{k}\,\frac{1}{\mu\mathcal{L}}\,\frac{Q}{e}\right) = \frac{1}{15}\left(\frac{\gamma_{LV}\ \mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\lambda\ \overline{R}\ \cos\alpha\ \Delta T$$

Dans le chapitre 3, nous exposons les montages expérimentaux et les essais relatifs à ce type d'évaporateur.

2.3.6. Limites d'utilisation de ces structures

a/ Limites dues au principe

Un dispositif qui fait appel aux caractéristiques capillaires comme éléments stabilisateur et source d'énergie mécanique pour le transfert de masse ne peut être que de dimensions réduites. Toutefois, dans la gamme de puissance que nous nous sommes imposée, cette solution présente un intérêt certain.

a/ Limites de la paroi de condensation

Le soutirage du condensat s'effectue au moyen de la pompe de reprise pendant la phase pompage alors que l'arrivée de vapeur en condenseur s'effectue pendant la phase échappement. Ces deux fonctions séquentielles entraînent des fluctuations de pression d'amplitude et de phase différentes qui risquent de détruire l'équilibre du système triphasique si la structure poreuse n'est pas capable de les absorber.

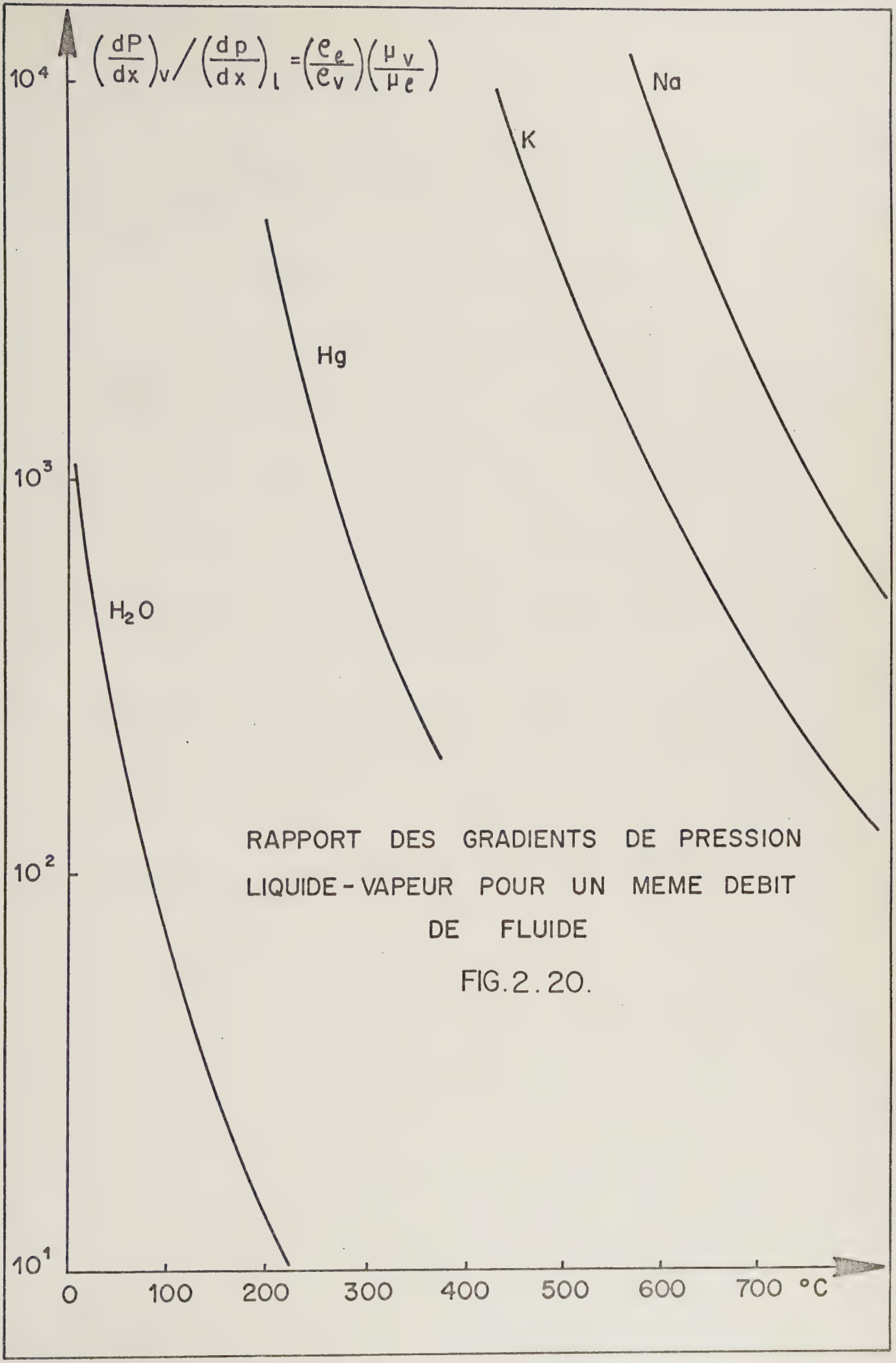
Si la paroi de condensation présente une épaisseur suffisante, l'amortissement de ces ondes de pression peut se faire par déplacement de l'interface au sens de la paroi. En effet, à débit égal, la perte de charge en phase vapeur est plus importante que la perte de charge en phase liquide.

$$\frac{q_v}{S} = \rho_v V_v = - \frac{k}{\mu_v} \left(\frac{dP}{dx}\right)_v$$

$$\frac{q_\ell}{S} = \rho_\ell V_\ell = - \frac{k}{\mu_\ell} \left(\frac{dP}{dx}\right)_\ell$$

d'où :

$$\frac{\left(\frac{dP}{dx}\right)_v}{\left(\frac{dP}{dx}\right)_\ell} = \left(\frac{\rho_\ell}{\rho}\right)_v \times \left(\frac{\mu_v}{\mu_\ell}\right)$$



RAPPORT DES GRADIENTS DE PRESSION LIQUIDE - VAPEUR POUR UN MEME DEBIT DE FLUIDE

FIG. 2. 20.

La figure [2.20] donne la valeur de ce rapport pour différents fluides de travail et à des températures variables.

c/ Limites de la paroi d'évaporation

Dans la définition de la puissance thermique transportée par la structure poreuse, nous n'avons pas fait apparaître de limites relatives au flux thermique d'évaporation ; or, si cette restriction est superflue dans le cas des métaux liquides qui possèdent une bonne conductibilité et supportent des surchauffes importantes, il n'en est pas de même pour des fluides tels que l'eau. Pour ce dernier fluide, nous pouvons considérer trois régimes de fonctionnement.

- A faible flux (inférieur au W/cm^2) il y a transfert de chaleur par conduction à travers la structure poreuse saturée de liquide et évaporation en surface.
- Pour des flux plus importants qui peuvent aller jusqu'à 100 W/cm^2, il y a apparition de bulles de vapeur au sens de la structure poreuse. Pour s'échapper, cette vapeur utilise une partie de la section de passage du liquide et diminue de ce fait la puissance thermique transportable.
- Pour des flux plus élevés, il y a expulsion du liquide par la vapeur et désamorçage du dispositif.

Etat actuel des études

Le problème de l'ébullition dans les structures poreuses n'a semble-t-il été pris en compte que depuis quelques années à la suite des problèmes posés par le développement des "caloducs". MARTO et MOSTELLER (8.33) étudient ce problème et en concluent que l'ébullition pouvait exister dans une structure poreuse et non seulement l'évaporation, que le flux thermique limite correspondant était fonction des caractéristiques de la structure, du fluide de travail et des difficultés d'évacuation de la phase vapeur engendrée dans la paroi.

ANAND propose une corrélation de la forme :

$$St = 0{,}0051\ Pr^{0,6}\ N_p^{0,2}\ Re^{-1,43}$$

Toutefois les résultats expérimentaux obtenus par ALLINGHAM et Mc INTIRE semblent suivre une relation du type :

$$St = 0{,}00051\ Pr^{0,6}\ N_p^{0,2}\ Re^{-1,43}$$

qui donne un nombre de Stanton dix fois plus faible.

D'autres expériences mettent en évidence ce phénomène d'ébullition dans la structure. MOSS et KELLY (2.19) ont, semble-t-il, réussi à mesurer le pourcentage de vapeur dans la structure en utilisant une technique de radiographie neutronique. Leurs résultats montrent que le pourcentage de saturation de la structure est inversement proportionnelle au flux thermique.

Dans le cas de structures granulaires et pour des flux plus importants, FERRELL et ALLEAVITCH (2.18) considèrent que pratiquement toute la structure poreuse est occupée par la vapeur et seule une épaisseur de liquide correspondant à la distance entre la paroi chaude et le premier rayon de pose minimum doit être prise en compte pour le transfert de liquide, la limite maximale de flux correspondant au cas où le "pompage capillaire local" n'est plus suffisant pour alimenter la paroi chaude. Ces auteurs proposent les relations suivantes comme définition de la puissance thermique et de la puissance thermique limite, pour des structures granulaires :

$$\begin{cases} \dfrac{Q}{S} = \dfrac{2{,}05}{Dp}\,(T_o - T_V) & \text{(billes en nickel-cuivre)} \\[2ex] \dfrac{Q}{S} = \dfrac{0{,}94}{Dp}\,(T_o - T_V) & \text{(billes en verre)} \end{cases}$$

et :

$$Q_{max} = \frac{\left[gh(T_e)\,\dfrac{\gamma_{LV}(T_V)}{\gamma_{LV}(T_\ell)}\,\rho_\ell(T_\ell)\right] - g\rho_\ell L_o - g\rho_\ell L' \sin\theta}{\dfrac{\mu_\ell}{2k\rho_\ell}\,\dfrac{L_e}{\varepsilon_{\ell a}} + \dfrac{\mu_\ell}{k\rho_\ell}\,\dfrac{L_o}{\varepsilon a} + \dfrac{\mu_V}{k\rho_V}\,\dfrac{e}{(\varepsilon-\varepsilon_\ell)aL_e}}$$

b/ Puissance thermique maximale transportée par l'évaporateur

A partir des éléments précédents, nous considèrerons que le problème du flux d'évaporation n'est pas critique dans le cas des métaux liquides comme fluides de travail, alors que pour les fluides ordinaires comme l'eau, même pour des flux très faibles, il faut considérer le phénomène d'ébullition dans structure poreuse.

Par ailleurs, dans le cas de l'eau, les seules surfaces d'évaporations intéressantes sont celles pour lesquelles l'écoulement du fluide s'effectue dans la structure poreuse, car dans les autres cas la formation de vapeur dans les conduits d'alimentation bloquerait l'arrivée de liquide. Pour ces types de surfaces d'évaporation nous déterminerons une puissance thermique maximale transportée à partir de l'équation de quantité de mouvement :

$$\frac{2\gamma_{LV}}{\overline{R}} - (\Delta P_{frottement})_V = (\Delta P_{frottement})_\ell$$

- Structure poreuse d'évaporation saturée :

$$\frac{Q}{e} = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{\overline{R}}\frac{1}{L}\left(1 + 2\left(\frac{\mu_V}{\mu_\ell}\right)\left(\frac{\rho_\ell}{\rho_V}\right)e^2\left(\frac{1-\varepsilon_\ell}{\varepsilon_\ell}\right)\frac{1}{L^2}\right)^{-1}$$

- Structure poreuse d'évaporation partiellement saturée :

$$\frac{Q}{e} = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{\overline{R}}\frac{1}{L}\left(1 + 2\left(\frac{\mu_V}{\mu_\ell}\right)\left(\frac{\rho_\ell}{\rho_V}\right)e^2\frac{1}{L^2}\right)^{-1}$$

Nous pouvons remarquer que si la perte de charge en phase vapeur dans la structure poreuse est égale aux caractéristiques capillaires maximales, il y a bloquage du débit liquide, ce qui correspond à un flux limite :

$$\varphi_{limite} = \left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho_V}{\mu_V}\right)\frac{k}{\overline{R}}\frac{1}{e}$$

2.3.7. Conclusion

Les échangeurs diphasiques à structures poreuses dont les limites de fonctionnement sont d'une part dues au principe, aux impératifs de saturation du condenseur et de flux critique de l'évaporateur ne peuvent pas être utilisés pour des convertisseurs de puissance importante. Toutefois, dans le cas des petites puissances, ils permettent la réalisation simple d'appareils sans problèmes de miniaturisation, de régulation et de stabilité.

2.4. Conception des échangeurs diphasiques

A partir de la connaissance du fonctionnement des surfaces élémentaires de changement de phase, nous allons pouvoir étudier des échangeurs à parois poreuses utilisables dans les convertisseurs d'énergie.

Nous allons montrer toutefois que d'autres paramètres interviennent dans l'optimisation de l'échangeur ; optimisation qui tendra à déterminer une énergie spécifique maximale de l'appareil. Dans ce but, nous étudierons successivement l'influence de la phase vapeur, l'influence des incondensables, l'assemblage des parois élémentaires en groupement série-parallèle, et différentes solutions technologiques.

2.4.1. Hydrodynamique de la phase vapeur

Le fonctionnement de la surface élémentaire de changement de phase était régi par un bilan de pression en phase liquide :

$$\Delta P_{capillaire} \geq \left[\Delta P_{frottement} + \Delta P_{convection}\right]_{\ell} + \Delta P_{\ell\ gravifique}$$

L'influence de la phase vapeur modifiera le bilan des pressions sous la forme suivante :

$$\Delta P_{capillaire} \geq \left[\Delta P_{frottement} + \Delta P_{convection}\right]_{\ell} + \left[\Delta P_{frottement} + \Delta P_{convection}\right]_{v} + \Delta P_{\ell\ gravifique} - \Delta P_{v\ gravifique}$$

La détermination de la puissance thermique maximale transportée se fera à partir de ce nouveau bilan de pressions :

a/ Mise en équation

L'étude sera faite en considérant la vapeur isotherme et incompressible bien que cela ne soit pas tout à fait vrai pour certaines conditions. L'équation de CLAPEYRON nous permet d'estimer cette approximation

$$\frac{\Delta P}{\Delta T} = \frac{\mathcal{L}}{T\left(\frac{1}{\rho_V} - \frac{1}{\rho_\ell}\right)}$$

et en assimilant la vapeur à un gaz parfait :

$$\frac{P}{\rho_V} = \frac{R}{\Pi} T$$

d'où : $$\Delta T_V = \frac{RT^2}{\Pi \mathcal{L}} \frac{\Delta P_V}{P_{(T)}}$$

Or : $$\Delta P_V \leq \frac{2\gamma_{LV}}{\bar{R}}$$

d'où : $$\Delta T_V = \frac{RT^2}{\Pi P} \frac{2\gamma_{LV}}{\mathcal{L}\bar{R}}$$

Π étant la masse molaire de la vapeur.

Nous étudierons donc l'écoulement d'un fluide supposé incompressible dans un canal de section circulaire (cette forme étant la plus simple à mettre en oeuvre) avec transfert de masse constant à la paroi.

L'écoulement sera caractérisé par le nombre de Reynolds principal et le transfert de masse à la paroi sera caractérisé par le nombre de Reynolds pariétal.

Si R est le rayon du tube, nous aurons : $R = \frac{1}{2} D$

- Reynolds principal : $\mathcal{R}_e = \frac{VD}{\nu}$

- Reynolds pariétal : $\mathcal{R}_{ep} = \frac{V_p D}{\nu}$

V_p étant la vitesse de transfert de masse à la paroi.

Considérons les équations de conservation

- <u>de la masse</u>

$$\frac{\partial (r\ Vx)}{\partial x} + \frac{\partial (r\ Vr)}{\partial r} = 0$$

- <u>de la quantité de mouvement</u>

$$\begin{cases} Vx \frac{\partial Vx}{\partial x} + Vr \frac{\partial Vx}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 Vx}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial Vx}{\partial r} + \frac{\partial^2 Vx}{\partial x^2} \right) \\ Vx \frac{\partial Vr}{\partial x} + Vr \frac{\partial Vr}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 Vr}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Vr}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial Vr}{\partial r} - \frac{Vr}{r^2} \right) \end{cases}$$

(Nous considérons que l'écoulement présente la symétrie de révolution. Il n'y a donc pas de variable angulaire).

<u>Conditions aux limites</u>

$$\text{pour } r = 0 \quad \begin{cases} Vr = 0 \\ \frac{\partial Vx}{\partial r} = 0 \end{cases}$$

$$\text{pour } r = R \quad \begin{cases} Vr = V_p \\ Vx = 0 \end{cases}$$

Remarque :

Dans une étude théorique récente SPARROW, BEAVERS et YUNG (2,20) considèrent que la condition Vx = 0 pour r = R n'est pas exacte. Mais comme aucune justification expérimentale n'en a été faite, nous admettrons que les hypothèses précédentes, utilisées par un grand nombre de chercheurs, sont exactes.

De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été faites sur ce type d'écoulement dans le cas du soufflage ou du soutirage d'un gaz à travers une paroi ; ces études peuvent être transposées en cas de l'évaporation ou de la condensation d'une vapeur.

La résolution du système d'équations précédent peut être faite par une méthode semi-analytique (changement de variables) soit par une méthode numérique directe.

b/ Méthode semi-analytique

YUAN et FINKELSTEIN ont proposé comme changement de variables :

$$Vx = 2\sqrt{Vx}\, f'(\eta)$$

$$Vr = -2 V_p \frac{f(\eta)}{\eta^{1/2}}$$

avec : $\eta = \frac{r^2}{R^2}$

Le système d'équations aux dérivées partielles se ramène à une équation différentielle :

$$\left[\eta f''' + f' - f''(1)\right] + \frac{\mathcal{R}_{ep}}{2}\left[ff'' - f'^2 + 2\int_0^1 f'^2 d\eta\right] = 0$$

Le premier terme entre crochets représente les phénomènes visqueux et le deuxième terme les effets d'inertie.

c/ Méthode numérique

Cette méthode consiste à résoudre le système complet des équations de NAVIER-STOKES en régime laminaire par une méthode de différences finies selon le schéma proposé par SPALDING (2.24) qui définit la fonction de courant par :

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = - V y \qquad \frac{\partial \psi}{\partial y} = Vx$$

et la vorticité par :

$$\omega = \frac{\partial Vx}{\partial y} - \frac{\partial Vy}{\partial x}$$

Les équations de NAVIER-STOKES se ramènent au système :

$$\begin{cases} \Delta \psi = - \omega \\ \dfrac{\partial}{\partial x} (\psi \omega) - \dfrac{\partial}{\partial y} (\psi \omega) = \dfrac{1}{Re} \left(\dfrac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) \end{cases}$$

Comme le système est elliptique, il nous faut des conditions aux limites sur toute la frontière du domaine. Le long des parois nous prenons des conditions de glissement nul, à l'entrée du canal un profil de vitesse parabolique, à la sortie on suppose l'écoulement établi ; dans le cas où il y a injection ou aspiration à travers la paroi, nous devons imposer ces conditions suffisamment loin du point où cesse le transfert de masse pour qu'elles soient réalistes.

Le principe de la méthode est de transformer le système d'équations aux dérivées partielles en un système de dimension finie, c'est-à-dire que l'on recherche la valeur des fonctions inconnues en un certain nombre de points appelés noeuds. Pour cela, on remplace les dérivées partielles par des expressions aux différences finies. Nous savons que les résultats de la solution numérique convergent vers la solution

du problème posé ; il nous faut approcher les termes convectifs par des schémas décentrés tenant compte de la direction de l'écoulement [2.25].

Les équations aux dérivées partielles sont ainsi transformées en un système d'équations linéaires comportant autant d'inconnues qu'il y a de noeuds multiplié par le nombre d'inconnues en chaque noeud. Ce système est résolu par une méthode itérative du type Gauss - Siedel ; les résultats sont effectués avec 800 noeuds environ, une augmentation du nombre des noeuds ne modifiant pas les résultats de façon sensible

Pour ce type d'écoulement deux cas peuvent être considérés :

Transfert de masse faible à la paroi $R_{ep} << 1$

Dans l'écoulement il y a prépondérance des effets visqueux, ce qui ne modifie que faiblement le modèle classique de POISEUILLE.

YUAN et FINKELSTEIN (2.21) à partir d'une méthode de perturbations, proposent un gradient de pression de la forme :

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{8\mu_V \, q_V}{\Pi \rho_V R^4} \left(1 + \frac{3}{4} R_{ep} - \frac{11}{27} R_{ep}^2 + \ldots.\right) \qquad (4.3)$$

$R_{ep} > 0$ pour l'évaporation

$R_{ep} < 0$ pour la condensation

Transfert de masse important à la paroi $R_{ep} >> 1$

Les effets d'inertie deviennent prépondérants et l'équation (4.2) a pour solution la famille d'équations :

$$f = \frac{1}{2} \sin\left(\frac{n\Pi}{2} \eta\right)$$

La détermination du profil des vitesses s'obtiendra à partir des relations :

$$Vx = \overline{Vx}\ \frac{n\Pi}{2}\ \cos\left(\frac{n\Pi}{2}\ \frac{r^2}{R^2}\right)$$

$$Vr = -\ V_p\ \frac{R}{r}\ \sin\left(\frac{n\Pi}{2}\ \frac{r^2}{R^2}\right)$$

Les fonctionnements limites seront définis à partir des valeurs de n.

Pour $\boxed{n = 0}$: le fonctionnement sera celui d'un soutirage intense (flux de condensation important) qui se caractérise par un écoulement à bouchons : le profil des vitesses est uniforme dans la section.

Pour $\boxed{n = 1}$: le fonctionnement correspond à un soutirage ou une injection important (flux de condensation et d'évaporation grand ⊖). Le profil des vitesses est caractérisé par les relations :

$$Vx = \overline{Vx}\ \frac{\Pi}{2}\ \cos\left(\frac{\Pi}{2}\ \frac{r^2}{R^2}\right)$$

$$Vr = -\ V_p\ \frac{R}{r}\ \sin\left(\frac{\Pi}{2}\ \frac{r^2}{R^2}\right)$$

A partir de ces relations, KINNEY (2.22) a déterminé le gradient de pression dans le canal par la relation :

$$\frac{dP}{dx} = -\ \beta\ \frac{q_V}{4\rho_V R^4}\left(\frac{dq}{dx}\right)$$

avec :

$\beta = 1$ pour l'évaporateur

$\beta = \frac{4}{\Pi^2}$ pour le condenseur

Transfert de masse à la paroi et écoulement turbulent de la vapeur

Des études théoriques ont été entreprises par SPARROW et KINNEY (2.23) et WALLIS, surtout dans le cas du soutirage, à partir de modèles de turbulence plus ou moins complexes.

SPARROW et KINNEY obtiennent une valeur du coefficient de frottement

$$C_f = \frac{2\,\tau_p}{\rho \bar{V}x^2}$$

sous la forme :

$$C_f = 2\,(2R^*/Re)^2$$

avec :

$$R^* = R\,\frac{\sqrt{\tau_p/\rho}}{\nu}$$

ce qui leur donne un gradient de pression de la forme :

$$-\frac{\frac{dP}{d(x/R)}}{\frac{1}{2}\rho \bar{V}x^2} = 4\,C_f - 16\left(\frac{V_p}{\bar{V}x}\right)K$$

K représente le rapport des quantités de mouvement réel et celui de l'écoulement à bouchons.

$$K = \frac{1}{\pi R^2\,\bar{V}x^2}\int_0^R \pi\, r\, Vx^2\, dr = \frac{8}{Re^2}\int_0^{R^*} Vx^2\,(R^{*2} - y^*)\, dy^*$$

SILVER et WALLIS, quant à eux, proposent une relation de la forme :

$$\frac{C_{fs}}{C_f} = \frac{1}{1 + 17{,}5\,Re^{1/4}\,\frac{V_p}{\bar{V}x}}$$

COTTER, à partir de résultats expérimentaux, préconise la relation :

$$\frac{dP_V}{dx} = - \frac{0{,}065\ \mu_V^{\,2}\ Re^{3/4}}{\rho_V r_V^{\,3}} \qquad (4.5)$$

A l'aide de ces relations, nous pouvons définir la puissance thermique maximale transportée par un élément d'échangeur. Dans les différents cas étudiés l'équilibre des pressions pourra se mettre sous la forme :

- En laminaire

$$R_{ep} << 1 \quad \frac{4\ \mu_V\ LQ}{\Pi \rho_V R^4 \mathcal{L}}$$

$$R_{ep} >> 1 \begin{cases} \dfrac{(1-4/\Pi^2)Q^2}{8\rho_V R^4 \mathcal{L}^2} \\ \dfrac{Q^2}{8\rho_V R^4 \mathcal{L}^2} \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} + \rho g L \cos\theta + \dfrac{1}{2k} \dfrac{\mu_\ell}{\mathcal{L}\rho_\ell} \dfrac{Q}{\Pi(R_o^{\,2}-R^2)} L \\ + \rho g L \cos\theta + 4 \dfrac{\mu_\ell}{\mathcal{L}\rho_\ell \Pi^2 (R_o^{\,2}-R^2)} L \\ + \rho g L \cos\theta + 8 \dfrac{\mu_\ell}{\rho_\ell C_p \Delta T} \dfrac{Q}{\Pi^2 (R_o^{\,2}-R^2)^2} L \\ + \rho g L \cos\theta + \dfrac{1}{4k} \dfrac{\mu_\ell}{\mathcal{L}\rho_\ell} \dfrac{Q}{\Pi^2 (R_o^{\,2}-R^2)} L \end{array} \right\} \leq \frac{2\gamma_{LV}}{\bar{R}}$$

Dans les quatre cas étudiés, la puissance thermique sera maximale quand la différence de pression en phase liquide sera la même que la différence de pression en phase vapeur. Soit :

$$\Delta P_V = \rho g\ L \cos\theta + \Delta P_{liquide}.$$

Afin de comparer les différentes solutions, nous considérons une position horizontale de l'échangeur.

Dans ces conditions, nous obtenons un rapport des sections de passage définis par les relations :

solutions [2.3.2] et [2.3.5] : $\frac{R}{R_o} = \sqrt{\frac{2}{3}}$

solutions [2.3.3] et [2.3.4] : $\frac{R}{R_o} = \sqrt{\frac{3}{4}}$

D'où les valeurs des puissances thermiques maximales transportées :

Solution [2.3.2]

$$Q = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\mathcal{L}\rho_\ell}{\mu_\ell}\right)\frac{k}{R}\left[\frac{1}{3}\pi R_o^2 + \frac{1}{18}\left(\frac{\rho_V}{\rho_\ell}\right)\left(\frac{\mu_\ell}{\mu_V}\right)\pi\frac{R_o^2}{4}\right]\frac{1}{L}$$

Solution [2.3.3]

$$Q = \frac{1}{32}\left(\frac{\gamma_{LV}\mathcal{L}\rho_\ell}{\mu_\ell}\right)\frac{1}{R}\left[\pi^2 R_o^4 + 18\pi\left(\frac{\rho_V}{\rho_\ell}\right)\left(\frac{\mu_\ell}{\mu_V}\right)R_o^4\right]\frac{1}{L}$$

Solution [2.3.4] (4.6)

$$Q = \frac{1}{64}\left(\frac{\gamma_{LV}\mathcal{L}\rho_\ell}{\mu_\ell}\right)\frac{1}{R}\left[\pi R_o^4\frac{C_p}{\mathcal{L}}\Delta T + 9\pi\left(\frac{\rho_V}{\rho_\ell}\right)\left(\frac{\mu_V}{\mu_\ell}\right)R_o^4\right]\frac{1}{L}$$

Solution [2.3.5]

$$Q = 2\left(\frac{\gamma_{LV}\mathcal{L}\rho_\ell}{\mu_\ell}\right)\frac{k}{R}\left[1/3\ \pi R_o^2 + \frac{1}{9}\left(\frac{\rho_V}{\rho_\ell}\right)\left(\frac{\mu_\ell}{\mu_V}\right)\pi R_o^4\right]\frac{1}{L}$$

2.4.2. Limites de fonctionnement

Les limites de fonctionnement autres que celles que nous avons défini dans l'étude de la structure élémentaire peuvent être de deux ordres :

- Un blocage sonique du débit vapeur
- L'entraînement du liquide par la vapeur adjacente

LEVY (2.27) a défini approximativement la puissance thermique maximale transportée par un évaporateur.

$$Q_{max} = \frac{\rho_V \Pi r^2 S_a \mathcal{L}}{2(K+1)} = \frac{\rho_V V_S \mathcal{L} \frac{\Pi D^2}{4}}{2(K+1)}$$

K étant le rapport des chaleurs spécifiques du liquide et de la vapeur.

Ce phénomène apparaît surtout dans les phases de démarrage des appareils car la température est inférieure à la température nominale, ce qui revient à faire circuler dans l'appareil un fluide dont le volume massique est supérieur à la valeur nominale.

Le problème de l'entraînement du liquide par la vapeur n'a pas fait jusqu'à présent l'objet d'études très approfondies ; toutefois COTTER et KEMME considèrent que si le nombre de Wéber est voisin de l'unité, il y a risque d'entraînement.

$$W_e = \frac{\rho_V V_V^2 \ell'}{\gamma_{LV}}$$

D'où la valeur de la puissance thermique maximale :

$$\frac{Q_{max}}{S_V} = \left(\frac{\rho_V \gamma_{LV} \mathcal{L}}{\ell'} \right)^{1/2}$$

ℓ' étant une dimension caractéristique de la structure poreuse $\simeq 2\bar{R}$.

Les limites de transport thermique d'un échangeur seront de quatre types :

- limites de structure
- limites de flux d'évaporation
- limites d'écoulement sonique
- limite d'entraînement du liquide par sa vapeur.

2.4.3. Influence des incondensables

Nous entendons par incondensables les gaz dégagés au cours du fonctionnement de l'appareil par les réactions chimiques entre fluide de travail et support.

D'après les études effectuées sur de nombreux couples fluide-support il semble que l'on doive considérer deux gammes de températures :

a/ Les basses températures pour des fluides comme l'eau qui semblent réagir avec les aciers inoxydables pour donner de l'hydrogène. Les couples bronze/eau et cuivre/eau donnent de meilleurs résultats.

b/ Les hautes températures pour les métaux liquides. Dans ce cas, le fluide réagit avec son support pour donner des composés intermétalliques et de ce fait détruit la structure capillaire. Le choix des couples doit donc être fait avec soin.

La présence des gaz incondensables qui se stockent dans le condenseur peut diminuer de façon importante l'efficacité de celui-ci alors que la formation de composés intermétalliques, pour les métaux liquides, empêche tatalement le fonctionnement de l'appareil.

2.4.4. Assemblage des surfaces élémentaires

Nous avons pu déterminer la puissance thermique limite d'un échangeur à surface unique de dimension finie, figures [2.21], [2.22], [2.23], [2.24], [2.25]. Pour un appareil de puissance supérieure il faudra considérer l'assemblage de plusieurs surfaces élémentaires.

Considérons n surfaces élémentaires toutes reliées à la même pompe de reprise et fonctionnant à la même pression de vapeur : P_V.

Entre la chambre de la pompe et la pression vapeur nous aurons, pour l'élément i la relation :

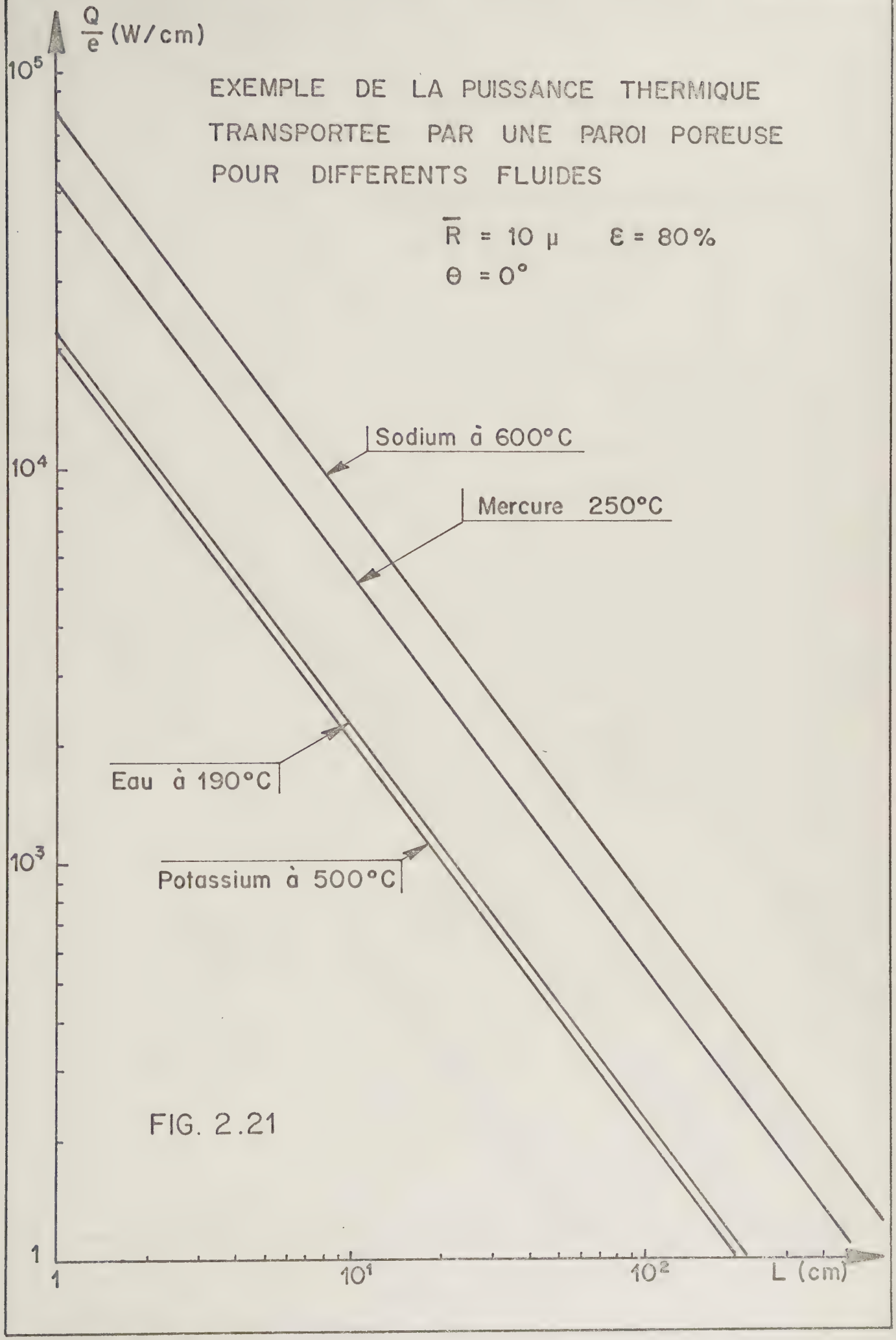

$\frac{Q}{e}$ (W/cm)
10^5
10^4
10^3
1
1
10^1
10^2
L (cm)
EXEMPLE DE LA PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR UNE PAROI POREUSE POUR DIFFERENTS FLUIDES
$\overline{R}$ = 10 μ ε = 80 %
Θ = 0°
Sodium à 600°C
Mercure 250°C
Eau à 190°C
Potassium à 500°C

FIG. 2.21

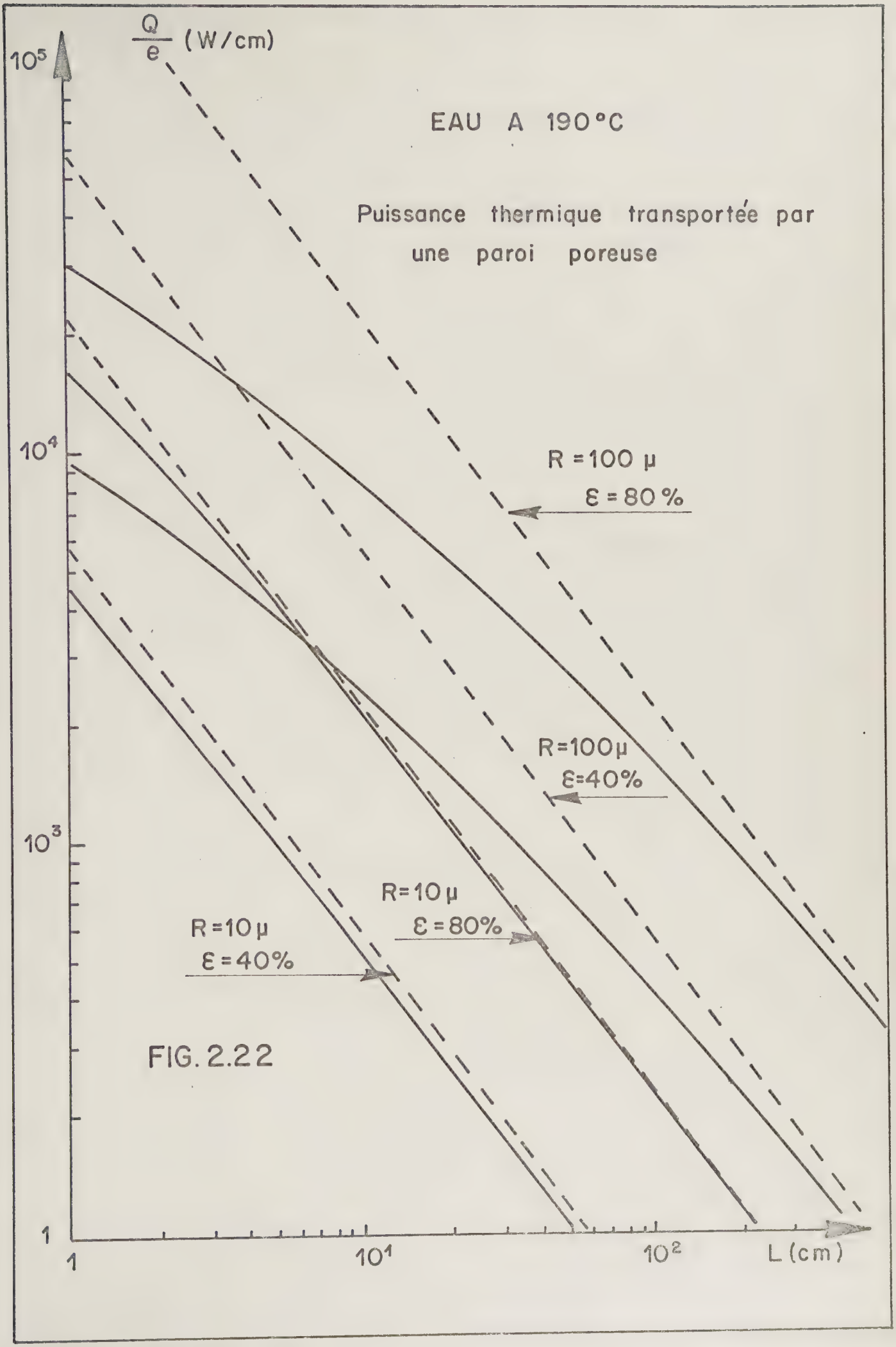

$\frac{Q}{e}$ (W/cm)
10^5
10^4
10^3
1
1
10^1
10^2
L (cm)
EAU A 190°C
Puissance thermique transportée par une paroi poreuse
R = 100 µ
ε = 80 %
R=100µ
ε=40%
R=10µ
ε=80%
R=10µ
ε=40%

FIG. 2.22

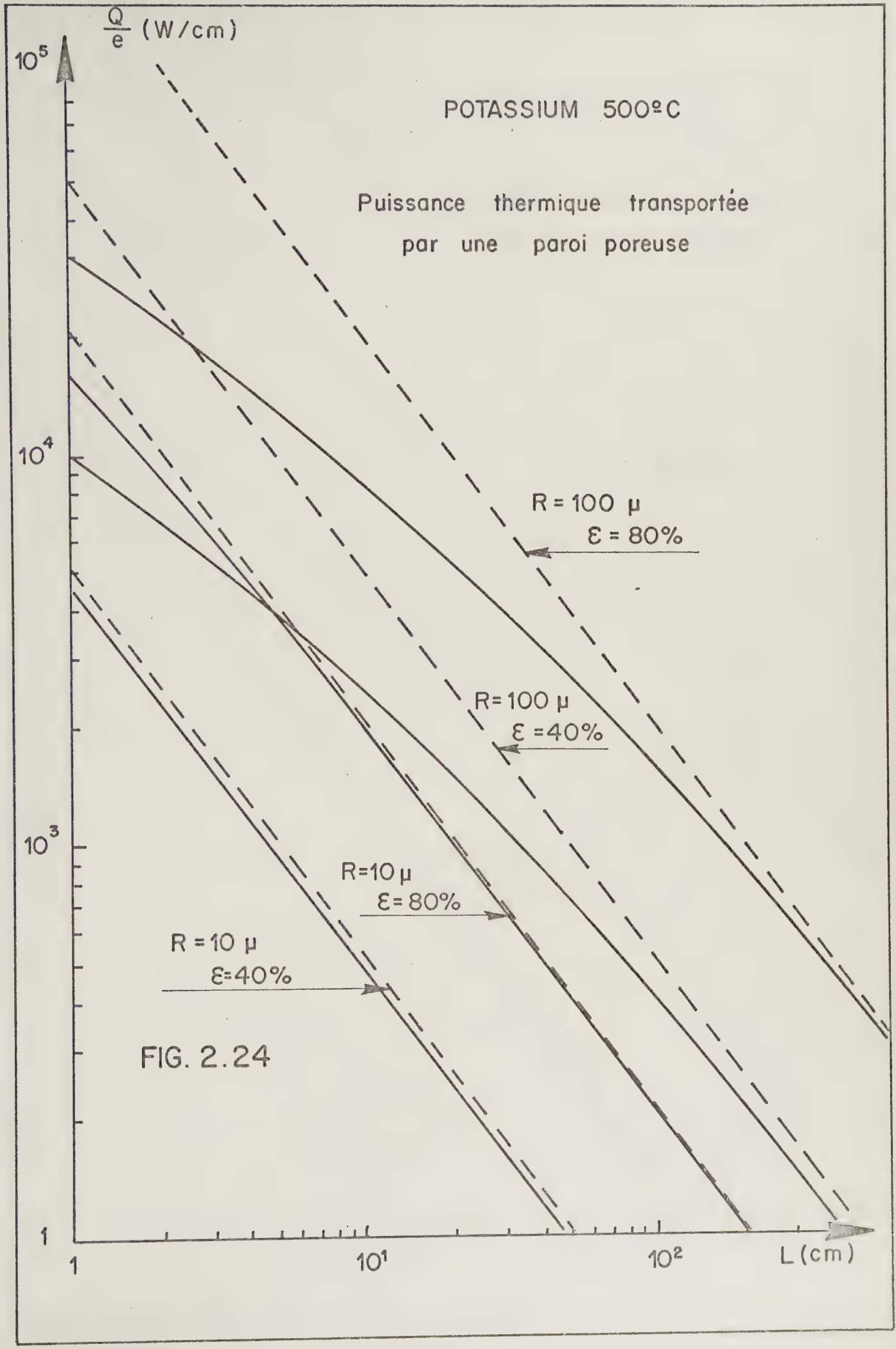

$\frac{Q}{e}$ (W/cm)
10^5
10^4
10^3
1
1
10^1
10^2
L (cm)
POTASSIUM 500ºC
Puissance thermique transportée
par une paroi poreuse
R = 100 µ
ε = 80%
R= 100 µ
ε =40%
R=10 µ
ε= 80%
R = 10 µ
ε=40%

FIG. 2.24

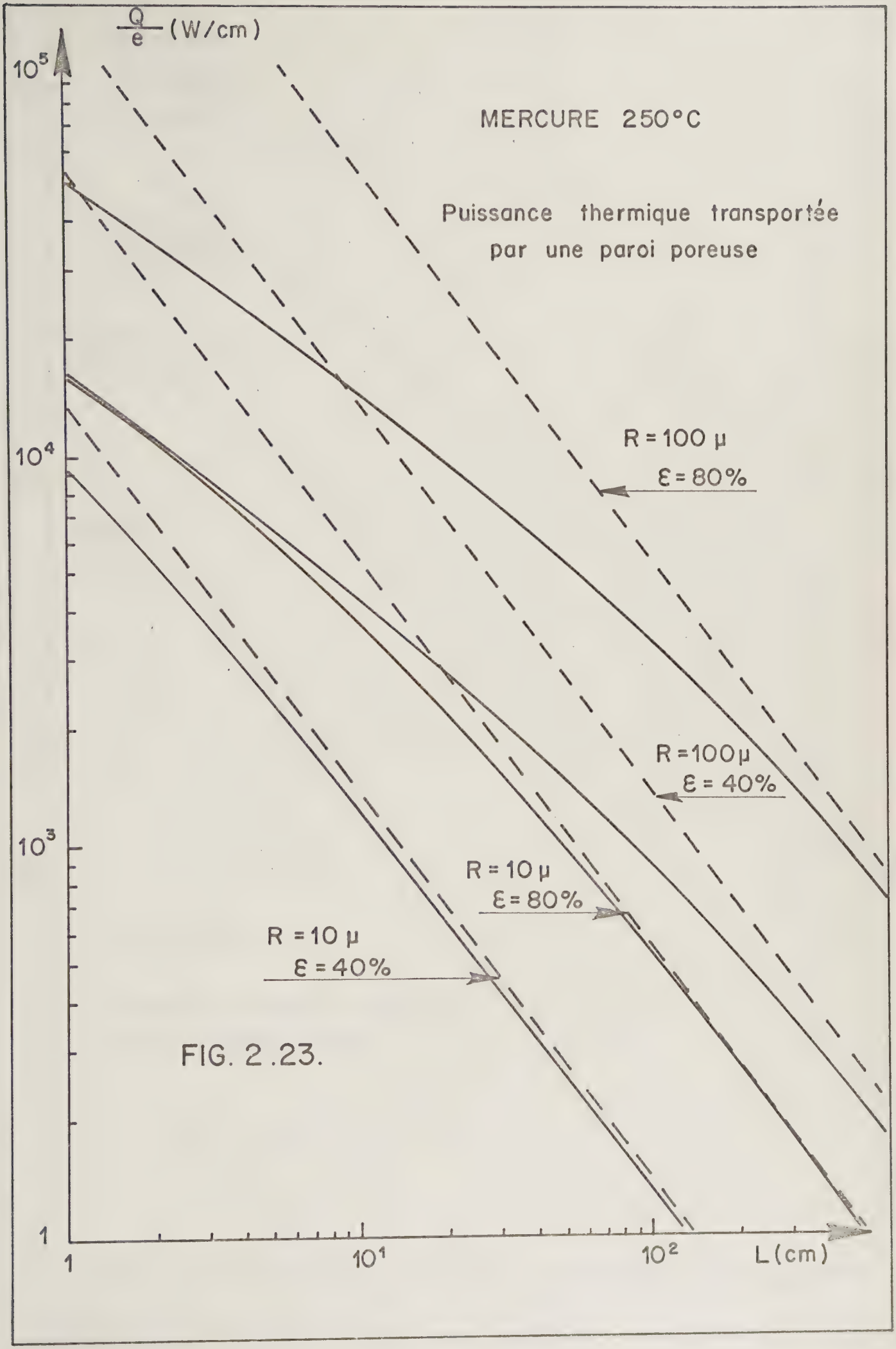

$\frac{Q}{e}$ (W/cm)
10^5
10^4
10^3
1
1
10^1
10^2
L (cm)
MERCURE 250°C
Puissance thermique transportée
par une paroi poreuse
R = 100 µ
ε = 80%
R = 100 µ
ε = 40%
R = 10 µ
ε = 80%
R = 10 µ
ε = 40%

FIG. 2.23.

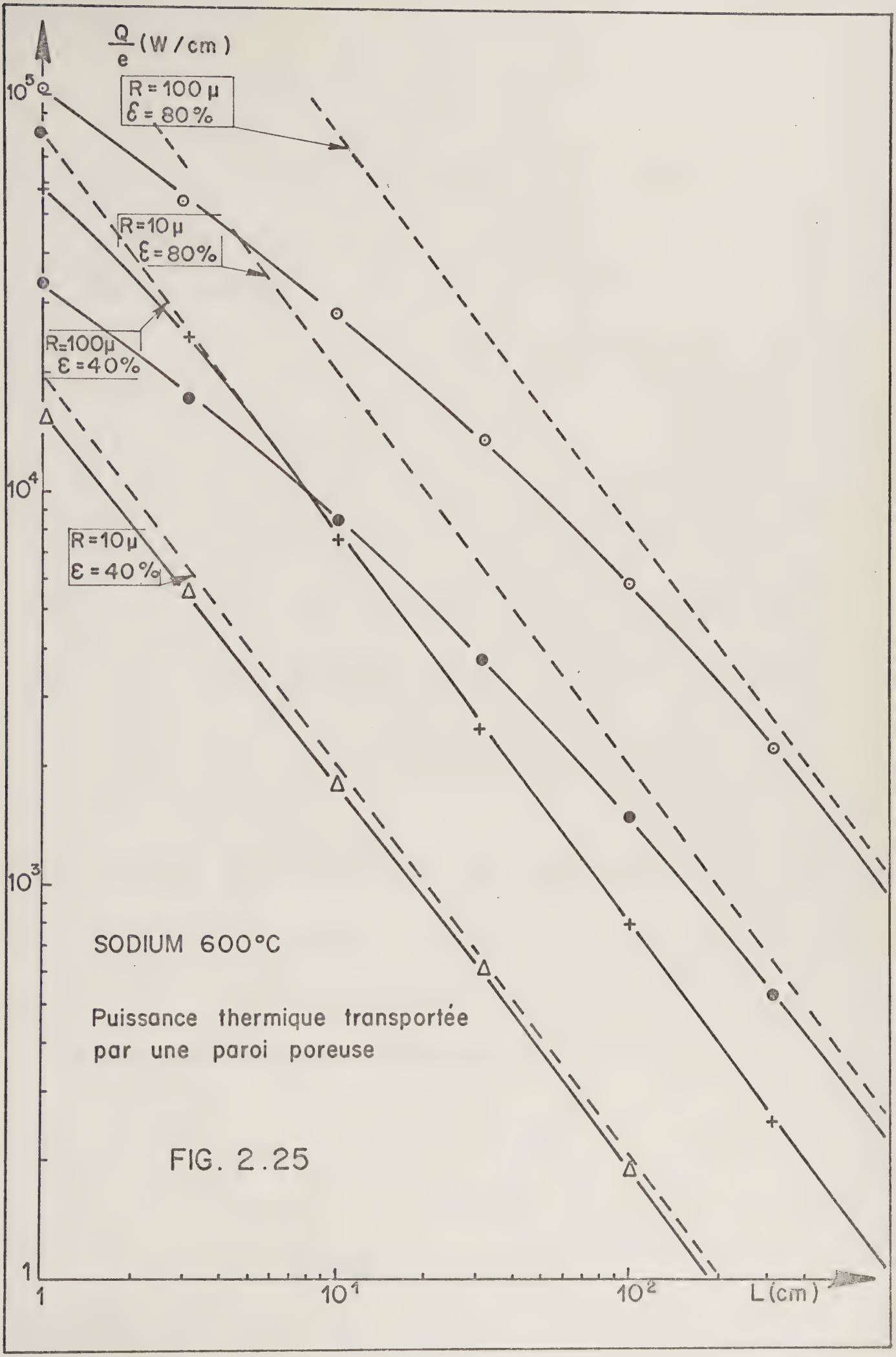

$\frac{Q}{e}$ (W/cm)
10^5
10^4
10^3
1
R = 100 µ
ε = 80 %
R = 10 µ
ε = 80 %
R = 100 µ
ε = 40 %
R = 10 µ
ε = 40 %
SODIUM 600°C
Puissance thermique transportée
par une paroi poreuse
1
10^1
10^2
L (cm)

FIG. 2.25

$$Pa + \delta\Delta P_{fi} + \rho_\ell g\, L_i \cos\alpha = P_v - \left(\frac{2\gamma_{LV}}{\mathcal{R}_i}\right)$$

de même pour l'élément j :

$\mathcal{R}$: rayon du ménisque à l'interface.

$$Pa + \delta\,\Delta P_{fj} + \rho_\ell g\, L_j \cos\alpha = P_v - \left(\frac{2\gamma_{LV}}{\mathcal{R}_j}\right)$$

$\delta = 1$: pour l'évaporateur

$\delta = -1$: pour le condenseur

Pa : pression dans la chambre de la pompe

ΔP_f : perte de pression dans les canalisations

Entre deux éléments quelconques, nous aurons :

$$2\gamma_{LV}\left(\frac{1}{\mathcal{R}_i} - \frac{1}{\mathcal{R}_j}\right) = \left[\Delta P_{fi} - \Delta P_{fj}\right] + \rho_\ell g(L_i - L_j)\cos\alpha$$

Pour une même puissance thermique à chaque élément $Q_i = Q_j$ nous aurons :

$$2\gamma_{LV}\left(\frac{1}{\mathcal{R}_i} - \frac{1}{\mathcal{R}_j}\right) = \frac{8\mu_\ell q}{\Pi\,\rho_\ell}\left[\frac{\ell_i}{r_i^4} - \frac{\ell_j}{r_j^4}\right] + \rho_\ell g(L_i - L_j)\cos\alpha \qquad (4.7)$$

ℓ_i, ℓ_j : longueur de la canalisation.

Deux cas peuvent se présenter

a/ <u>Les éléments sont montés en parallèle</u> :

$\ell_i = \ell_j$

$L_i - L_j = E$: écartement entre les surfaces.

La relation (4.7) devient :

$$2\gamma_{LV}\left(\frac{1}{\mathcal{R}_i} - \frac{1}{\mathcal{R}_j}\right) = \rho_\ell g\, E \cos\alpha$$

L'énergie potentielle entre les deux surfaces est compensée par une variation relative des rayons de courbure à l'entrée de chaque élément.

b/ Les éléments sont montés en série

$$\ell_i = L_i$$

$$\ell_j = L_j$$

La relation (4.7) devient :

$$2\gamma_{LV}\left(\frac{1}{\mathcal{R}_i} - \frac{1}{\mathcal{R}_j}\right) = \frac{8\mu_\ell q}{\pi \rho_\ell}\left[\frac{L_i}{r_i^4} - \frac{L_j}{r_j^4}\right] + \rho_\ell g(L_i - L_j)\cos\alpha$$

Pour que la variation relative de $\mathcal{R}_i$ et $\mathcal{R}_j$ soit minimale, nous définirons r_i et r_j tels que :

$$\frac{8\mu_\ell q}{\pi \rho_\ell}\left[\frac{L_i}{r_i^4} - \frac{L_j}{r_j^4}\right] = \frac{1}{2}\rho_\ell g\,(L_j - L_i)$$

A la puissance nominale Q, l'énergie potentielle que devra compenser la variation relative des ménisques sera :

$$2\gamma_{LV}\left(\frac{1}{\mathcal{R}_i} - \frac{1}{\mathcal{R}_j}\right) = \rho_\ell g\,(L_i - L_j)\,(\cos\theta - \frac{1}{2})$$

Le fonctionnement d'un échangeur à surfaces multiples se fera par adaptation du rayon du ménisque à l'entrée (évaporateur) ou à la sortie (condenseur).

Remarque :

Ce phénomène d'adaptation n'est évidemment possible que si la structure poreuse ne fonctionne pas dans les conditions limites.

Surface d'évaporation

En général, dans le cas de sources d'énergie autonomes, il est préférable de n'avoir qu'une surface d'échange entre la source chaude et l'évaporateur. La solution d'assemblage en série sera donc préférée à l'autre solution.

Surface de condensation

La structure poreuse de condensation doit être constamment saturée, aussi pour un fonctionnement intermittant du convertisseur, il n'est pas possible de disposer les surfaces en série ; la solution d'assemblage en parallèle sera utilisée en général.

2.4.5. Problèmes technologiques

La réalisation de ce type d'échangeur pose le problème de la fixation de la structure poreuse sur la surface d'échange de chaleur. Comme ces structures n'ont pas une flexibilité très grandes, il faudra utiliser des surfaces réglées (plans, cylindres). Plusieurs solutions de fixation peuvent être proposées :

- Par contact mécanique au moyen de ressorts ou de lames élastiques qui plaquent la structure poreuse sur la paroi étanche. Cette solution rapide à mettre en oeuvre présente l'inconvénient de ne créer un bon contact qu'au niveau des points d'appuis.
- Par brasage sélectif. Sur la paroi support et la structure poreuse sont déposés par "électroplating" (projection de métal) deux corps métalliques de nature différente, susceptibles de créer un eutectique dont le point de pression est plus bas que les points de fusion des corps purs. Quand la paroi support et la structure poreuse sont mises en contact et chauffées à une température supérieure au point de fusion de l'eutectique, il y a brasage des deux corps sans qu'il y ait fusion au niveau de la structure poreuse donc pas de risque de bouchage des pores. Nous avons utilisé cette technique pour la fixation de structures granulaires.
- Par diffusion. Pour certains matériaux tels que le cuivre, il est possible de fixer la structure sur son support simplement par chauffage. Aux points de contact, la diffusion permet la fixation par soudure entre les deux corps.

Conclusion

A travers l'étude des structures poreuses et de leur utilisation dans les échangeurs diphasiques des convertisseurs thermiques à cycle de RANKINE, nous avons voulu montrer la possibilité de réaliser de façon simple des générateurs d'énergie autonomes de petite puissance, utilisables dans différents domaines. Il nous semble qu'à travers l'étude théorique et les résultats obtenus, que nous exposons au chapitre 3, nous pouvons affirmer avoir atteint l'objectif que nous nous étions fixés, sans toutefois perdre de vue les lacunes que présente ce travail et qui nous ont conduit à des hypothèses hardies, surtout en ce qui concerne les mécanismes d'ébullition dans les structures poreuses.

Nous pensons que la solution proposée est opérationnelle, bien que certaines études demandent à être poursuivies ; c'est ce que nous avons voulu montrer par l'étude d'un exemple d'application que nous développerons dans le chapitre 4.

CHAPITRE 3

ETUDES EXPERIMENTALES DES SURFACES POREUSES DE CHANGEMENT DE PHASE

Introduction

Le travail expérimental peut se subdiviser en trois parties qui répondent successivement aux problèmes posés par la conception de ce type de convertisseur. Nous étudierons successivement :

- Caractéristiques des structures poreuses
- Fonctionnement des échangeurs à parois poreuses

3.1. Etude expérimentale des structures poreuses

3.1.1. Etude expérimentale des phénomènes capillaires

Nous avons réalisé un dispositif expérimental qui nous permettra de mettre en évidence le phénomène d'interaction de l'eau et d'une structure poreuse en plaque par la détermination du rayon de pore équivalent de cette structure.

Afin de ne pas faire intervenir les phénomènes d'adsorption, nous avons adopté un principe de mesure qui nous permet d'utiliser l'échantillon d'essai à l'état saturé.

a/ Exposé de la méthode

Pour une pression capillaire inférieure à 700 mm d'eau, nous avons choisi une méthode par soutirage qui consiste à faire descendre le niveau du liquide dans deux tubes, communicant par le bas, dont l'un est libre et l'autre obstrué par l'échantillon d'essai. Quand le niveau libre

atteint la paroi poreuse, il y a apparition des phénomènes capillaires qui tendent à retenir le liquide pendant que le niveau descend dans la branche libre. La valeur maximale de la pression capillaire se traduira par la dénivelée maximale entre l'échantillon d'essai et le niveau libre avant qu'il n'y ait décrochage de la colonne liquide sous l'échantillon.

Pour des structures poreuses dont la pression capillaire est supérieure à 700 mm d'eau, la méthode précédente devient difficile à mettre en oeuvre (instabilités et dimension de l'appareil). Nous avons choisi une autre méthode, appelée méthode bulloscopique, qui consiste à créer une surpression vapeur sur la face inférieure de la plaque poreuse saturée de liquide (le niveau libre de l'eau est à quelques millimètres au-dessus de la plaque poreuse). La valeur maximale de la pression capillaire se traduira par l'apparition de bulles de vapeur au sein du liquide qui surmonte la paroi poreuse.

Sur la figure [3.1], nous avons représenté le principe de la méthode par soutirage et sur la figure [3.2] celui de la méthode bulloscopique.

b/ Boucle d'essai

Le schéma de cette boucle est représenté sur la figure [3.3]. Il met en évidence les deux dispositifs relatifs aux deux méthodes de mesure ; d'une part le tube en U par la méthode par soutirage avec mesure de la dénivelée par une règle graduée et d'autre part le système de production de vapeur par cordon chauffant pour la méthode bulloscopique avec mesure de la pression capillaire maximale à l'aide d'un manomètre différentiel à membrane.

Le dispositif comporte également un bac de dégazage d'eau distillée ainsi qu'une prise pour pouvoir faire le vide dans la boucle, de façon à ce que des gaz incondensables n'influent sur les mesures.

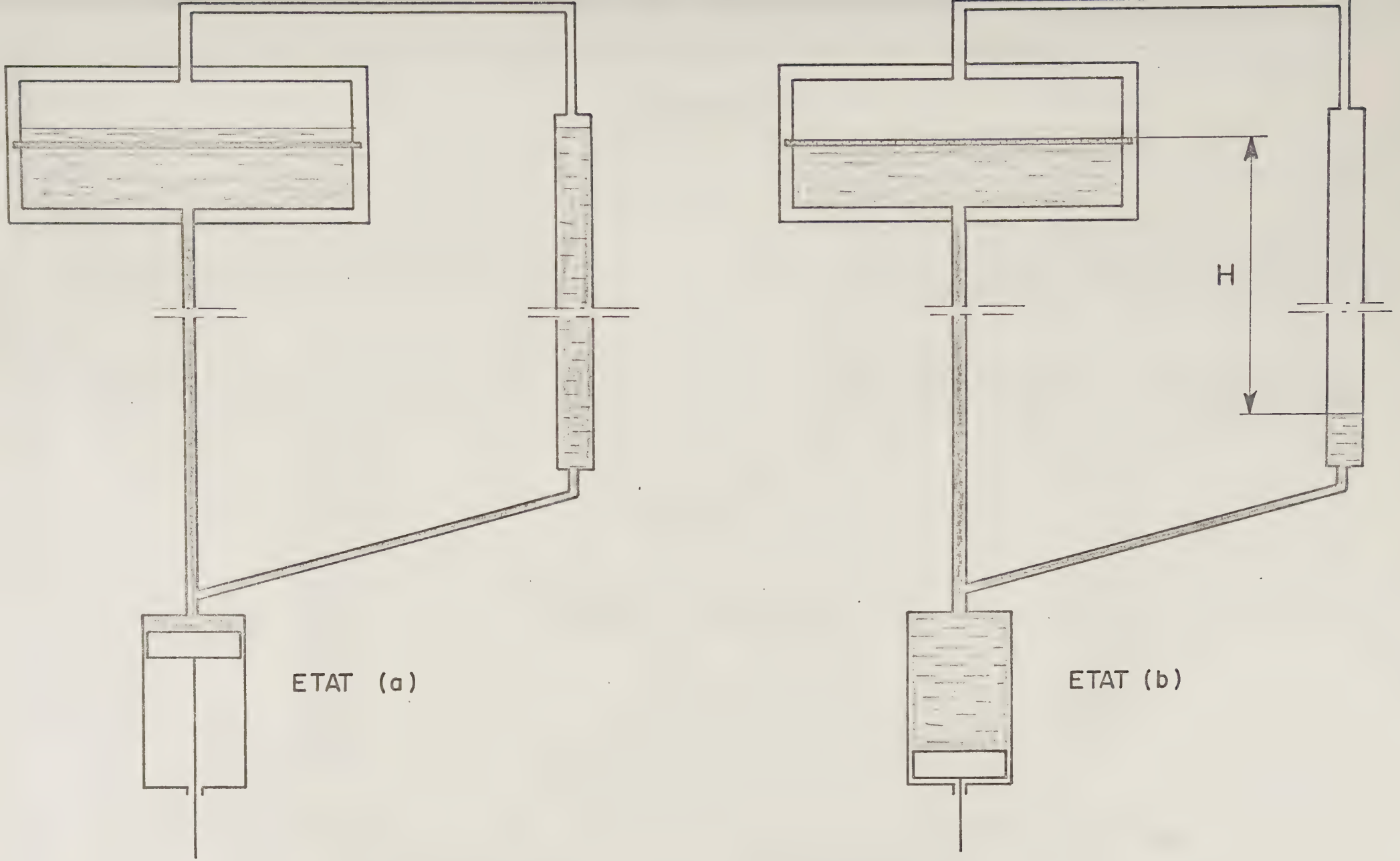
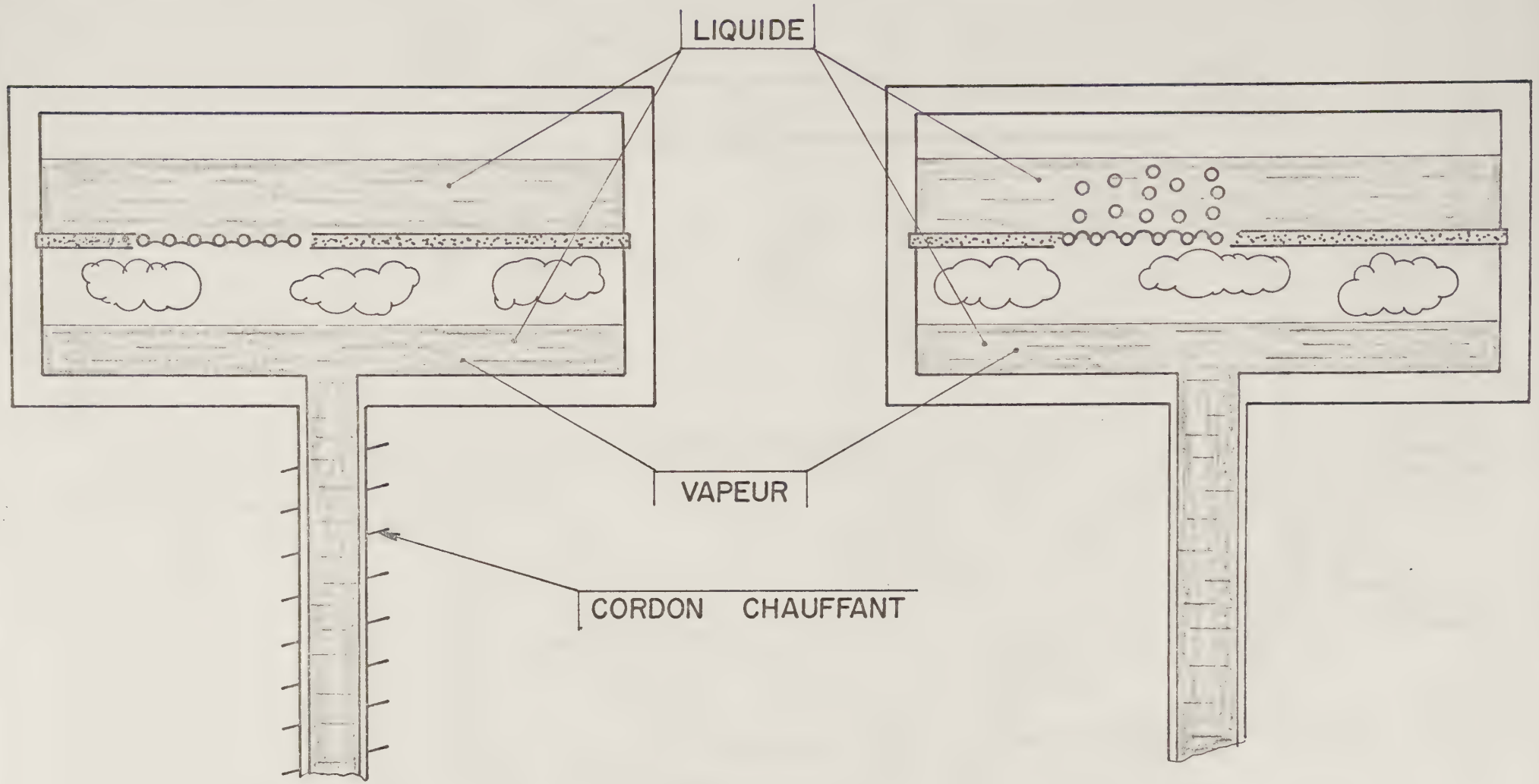


FIG.3.1. METHODE PAR SOUTIRAGE



$P_V < P_L + P_{CAP\ maxi.}$

$P_V = P_L + P_{CAP\ maxi.}$

FIG. 3.2. METHODE BULLOSCOPIQUE

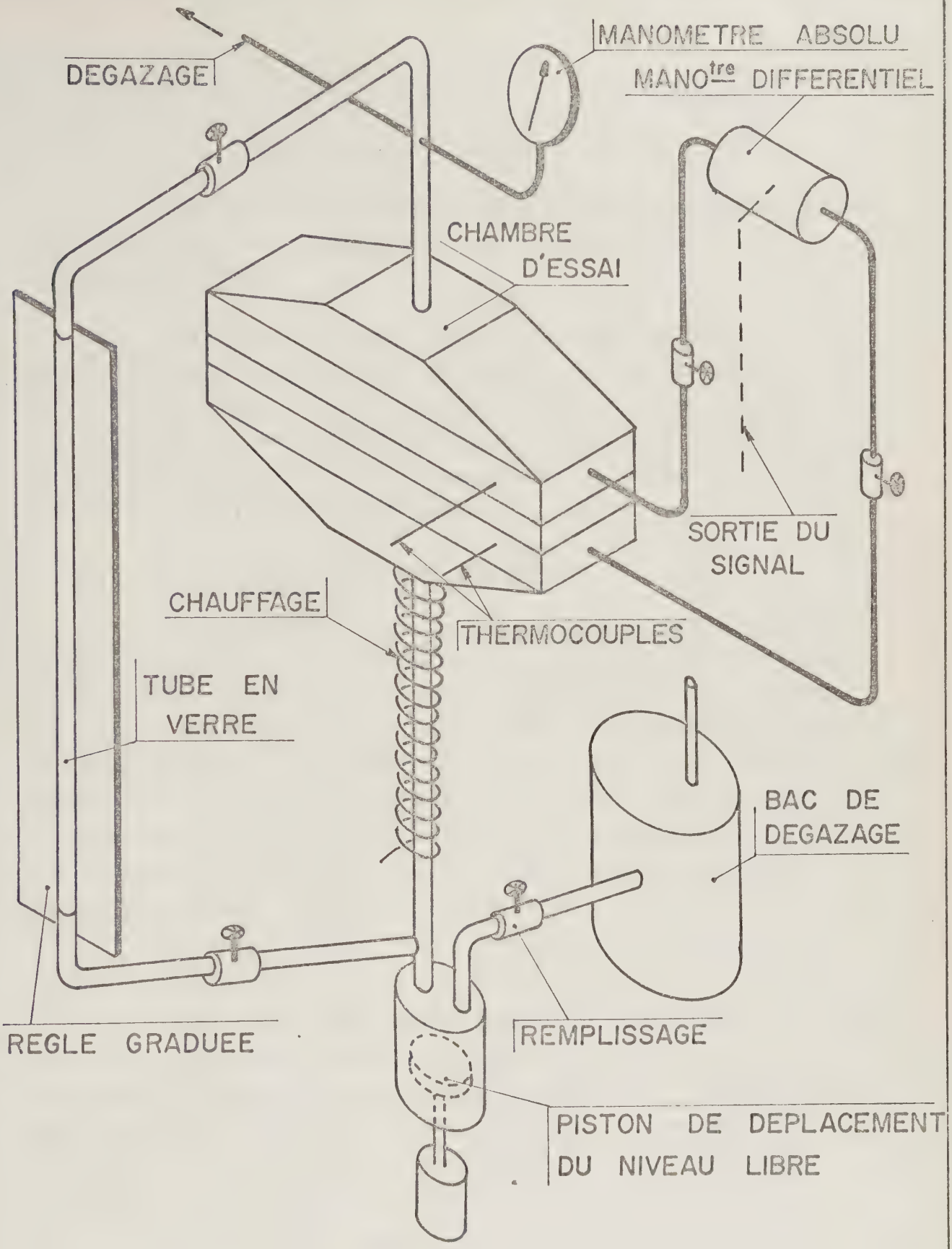


FIG.3.3. SCHEMA DE L'APPAREILLAGE

c/ Chambre d'essai - (figure [3.4]) -

Elle est constituée de deux plaques en acier chromé qui supportent la plaque d'essai et permettent son interchangeabilité.

L'ensemble plaque d'essai - plaques support est monté, de façon étanche, sur un support en plexiglas qui permet l'observation de la plaque au cours des essais. Des appareils de mesure permettent de connaître avec exactitude la température de l'eau et de la vapeur ainsi que la pression qui règne dans la chambre d'essai.

d/ Préparation des échantillons

La préparation des échantillons est certainement la partie la plus délicate de la manipulation. Chaque plaque subit tout d'abord un nettoyage au trichloéthylène, ensuite à l'alcool isopropylique et passe enfin dans un bain saturé de bi-chromate de soude dans de l'acide sulfurique. Entre chaque bain et en fin d'opération, la plaque est rincée à l'eau pure. Finalement l'échantillon est placé dans un four à 400°C pour éliminer par pyrolyse les germes organiques et les oxydes qui pourraient subsister.

e/ Essais

Nous avons mené une campagne d'essais sur un échantillonnage de plaques métalliques frittées en acier inoxydable, nickel et bronze dont la dimension moyenne des particules variait entre 10 et 300 µ, des toiles métalliques fines en acier inoxydable (50 et 200 µ) et des feutres métalliques en acier inoxydable (10 à 200 µ).

A travers les résultats obtenus, nous avons pu constater la validité satisfaisante de la relation de DULNEV, en ce qui concerne la représentation des caractéristiques capillaires des structures poreuses.

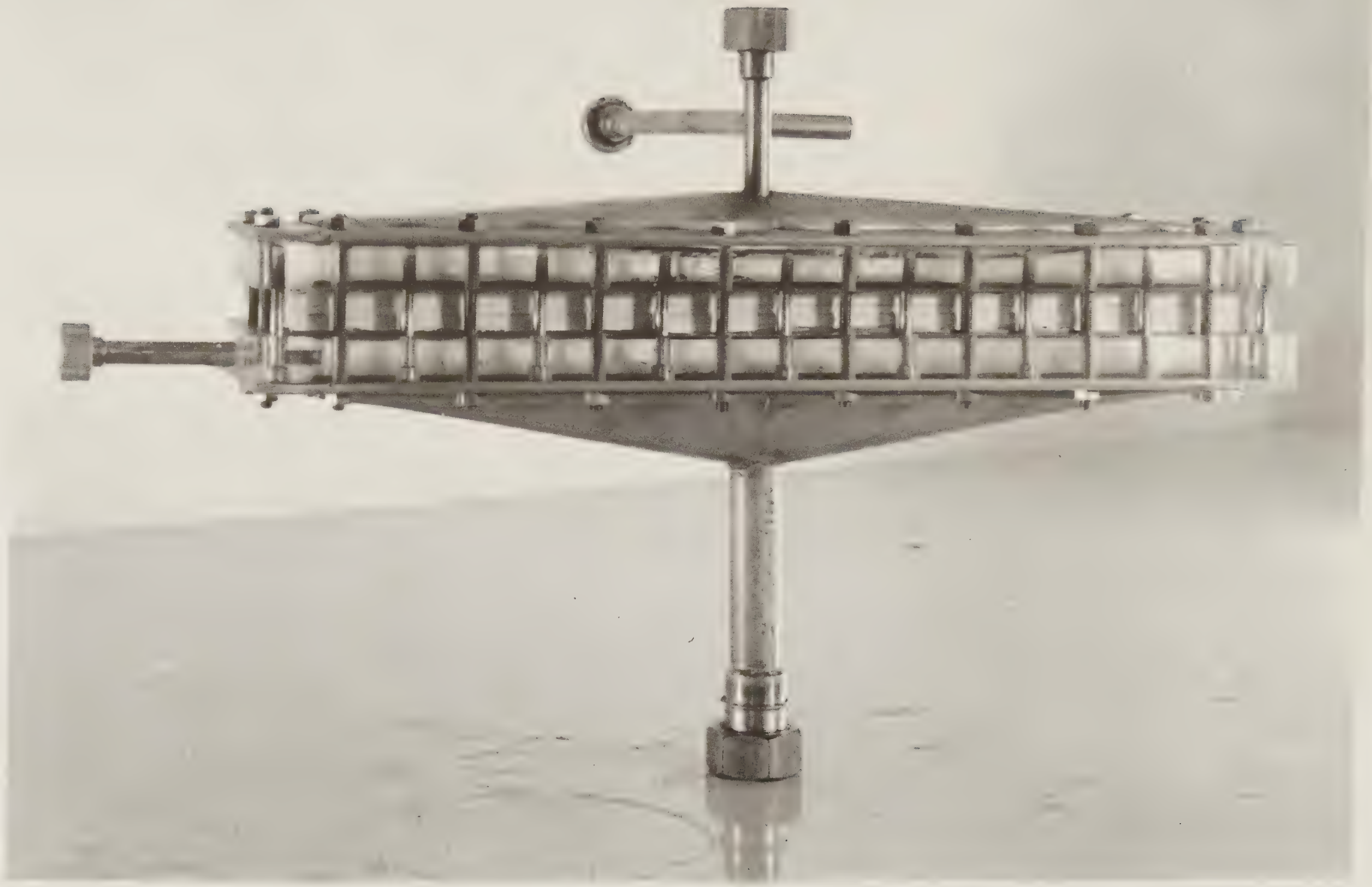
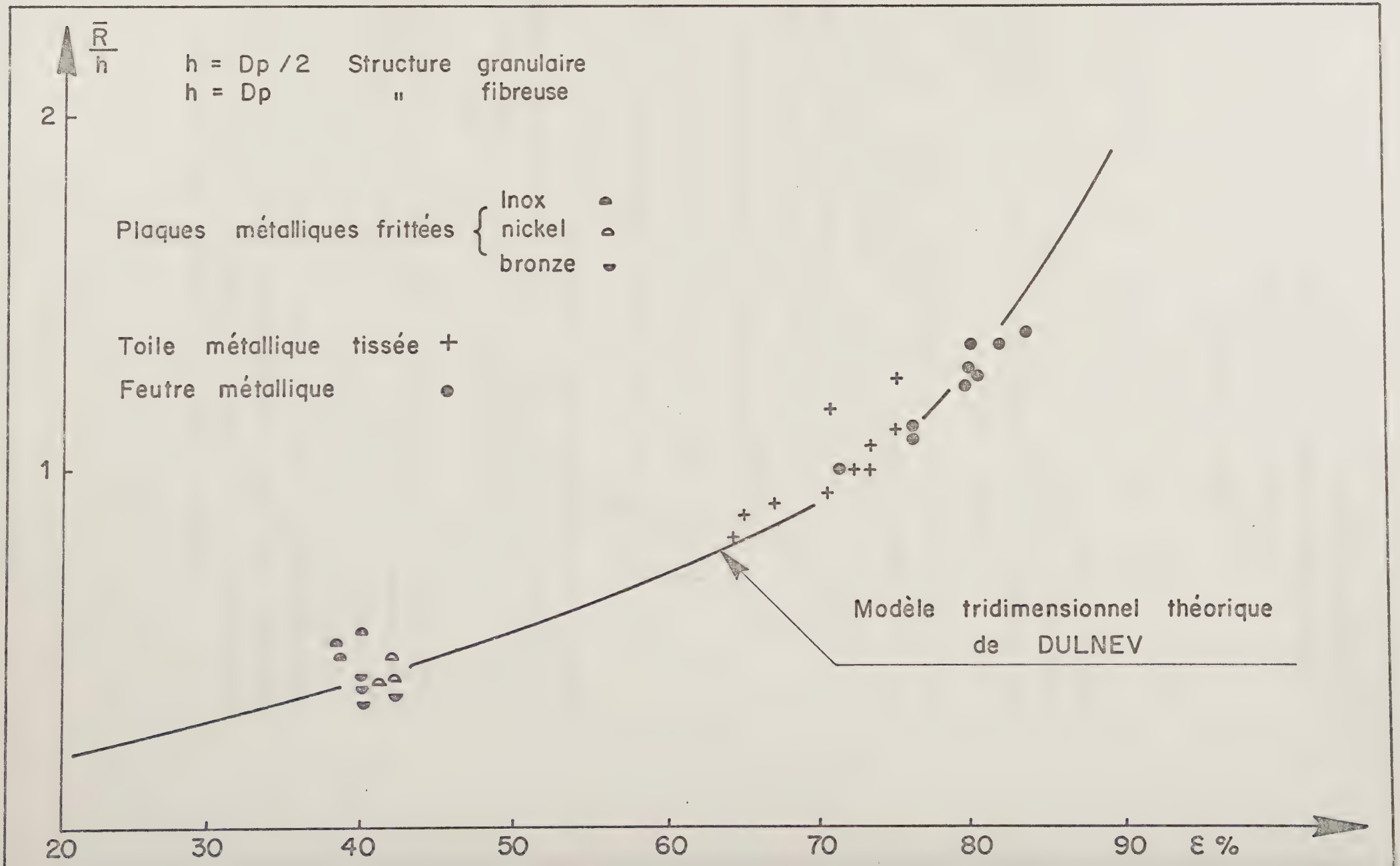


FIG. 3.4 CHAMBRE D'ESSAI POUR LA DETERMINATION DU RAYON DE PORE EQUIVALENT


$\frac{\bar{R}}{h}$
h = Dp / 2 Structure granulaire
h = Dp " fibreuse
Plaques métalliques frittées
Inox
nickel
bronze
Toile métallique tissée
Feutre métallique
Modèle tridimensionnel théorique
de DULNEV
2
1
20
30
40
50
60
70
80
90
ε %

Toutefois, pour des rayons de pore équivalent, inférieurs à 5 µ, le modèle ne suit plus les valeurs expérimentales. Nous pouvons donner une explication à partir des photographies prises au moyen d'un microscope à balayage. Nous pouvons constater que les grains ne se répartissent pas régulièrement mais forment des ensembles compacts qui s'agglomèrent par la suite. La dimension de la particule n'est plus une caractéristique exacte de la structure poreuse.

Sur la figure [3.5], nous avons reporté la comparaison entre le modèle théorique et les résultats expérimentaux pour des rayons de pore équivalents, compris entre 7 et 100µ et avec pour hypothèse :

$$\begin{cases} h = \frac{D_p}{2} & \text{pour une structure granulaire} \\ h = D_p & \text{pour une structure fibreuse.} \end{cases}$$

3.1.2. Etude expérimentale du transfert de masse

Nous avons étudié l'écoulement longitudinal et transversal de l'eau au sein de différentes parois poreuses (fritté, toile feutre) de façon à faire apparaître les caractéristiques propres à la structure (k) et l'effet de la vitesse de percolation (paramètre d'inertie C).

Le montage expérimental tient compte du caractère particulier de la structure poreuse que nous étudions (épaisseur faible, déformable) ; chaque paroi d'essai est donc maintenue par deux parois rigides.

Le principe de la mesure a été schématisé sur la figure [3.6].

a/ Chambre d'essai

La chambre d'essai présente 4 ouvertures qui se couplent deux par deux en fonction du type d'écoulement que l'on désire étudier. D'autre part, afin de pouvoir mesurer

les caractéristiques de parois d'épaisseurs différentes ; une des deux parois support est mobile de façon à ce que n'importe quel échantillon d'essais puisse être maintenu convenablement. La chambre d'essai est mobile en rotation, de telle sorte que l'écoulement dans la structure poreuse se fasse toujours horizontalement.

Des prises de pression statiques et des thermocouples permettent de mesurer les pertes de charges dans l'échantillon et la température de l'eau de façon à connaître ses caractéristiques.

Pour la détermination des caractéristiques d'écoulement longitudinal, la chambre est en position horizontale et les ouvertures A et B sont ouvertes, tandis que C et D sont fermées. Pour la détermination des caractéristiques d'écoulement transversal, la chambre est en position verticale, C et D sont ouvertes, A et B fermées.

b/ Essais

A partir des mesures de débit et des pertes de charge correspondantes, nous avons pu déterminer, pour les différentes structures poreuses essayées, (les mêmes que pour la détermination des caractéristiques capillaires), les paramètres k et b. Les valeurs de ces paramètres ont été obtenues graphiquement par tracé en coordonnées cartésiennes de la relation de Darcy.

$$\frac{1}{\mu V}\left(-\frac{dP}{dx}\right) = \frac{1}{k} + \frac{b\rho V}{\mu}$$

avec pour variables :

$$\begin{cases} \text{en abscisse} : \dfrac{\rho V}{\mu} \\ \text{en ordonnée} : \dfrac{1}{\mu V}\left(-\dfrac{dP}{dx}\right) \end{cases}$$

Avec ce tracé, la valeur $\frac{1}{k}$ représente l'ordonnée à l'origine droite optimisée qui passe par les points expérimentaux et b représente la pente de cette droite.

Avec les valeurs obtenues, nous avons pu tracer la relation adimensionnelle :

$$\frac{(dP/dx)\ k}{\rho V^2} = \frac{1}{R_e} + C$$

Nous avons reporté les différentes relations obtenues pour chaque matériau étudié sur la figure [3.7].

Remarque

Les débits liquides que nous avons fait passer au travers de la structure poreuse ne seront jamais atteint par le simple jeu de la pression capillaire ; nous avons toutefois atteint ces débits pour déterminer avec précision la valeur du paramètre d'inertie b.

Mais, par contre, pour des structures poreuses de petite dimension, des nombres de Reynolds, de l'ordre de 1, peuvent être obtenus ; nous pouvons constater que l'approximation linéaire n'est plus suffisante, surtout pour les structures à faible porosité.

c/ Relation entre rayon de pore équivalent et perméabilité intrinsèque

Comme nous avons pu le voir dans l'étude théorique la relation entre la perméabilité et le rayon de pore équivalent détermine les caractéristiques de transport maximales d'une structure. Nous avons donc représenté sur la figure [3.8] les résultats obtenus pour les différentes plaques essayées. Par rapport au modèle théorique de DULNEV, ces résultats montrent qu'il faut choisir un facteur de forme de 4, soit :

$$k = \frac{1}{288}\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)^2 \varepsilon \bar{R}^2$$

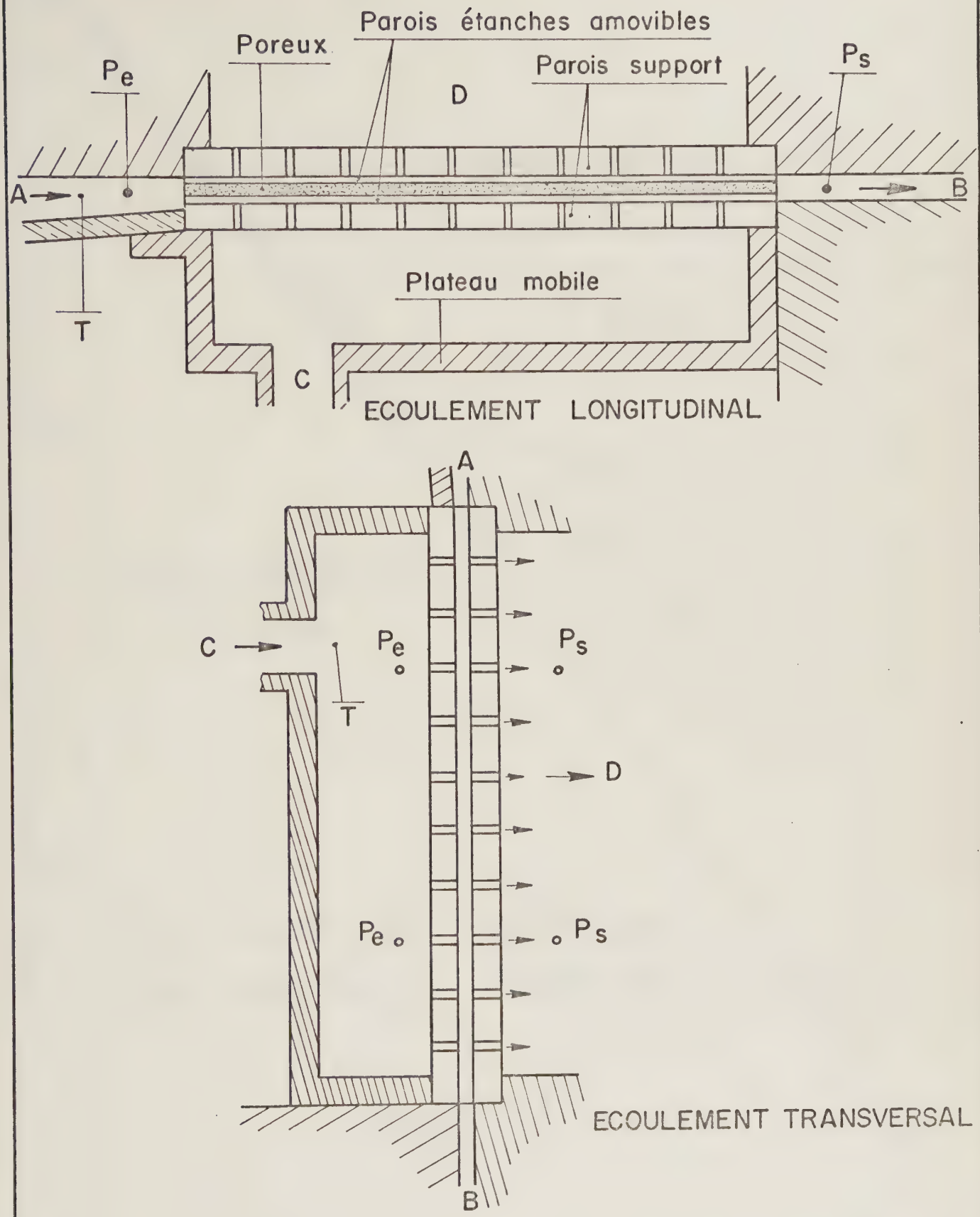
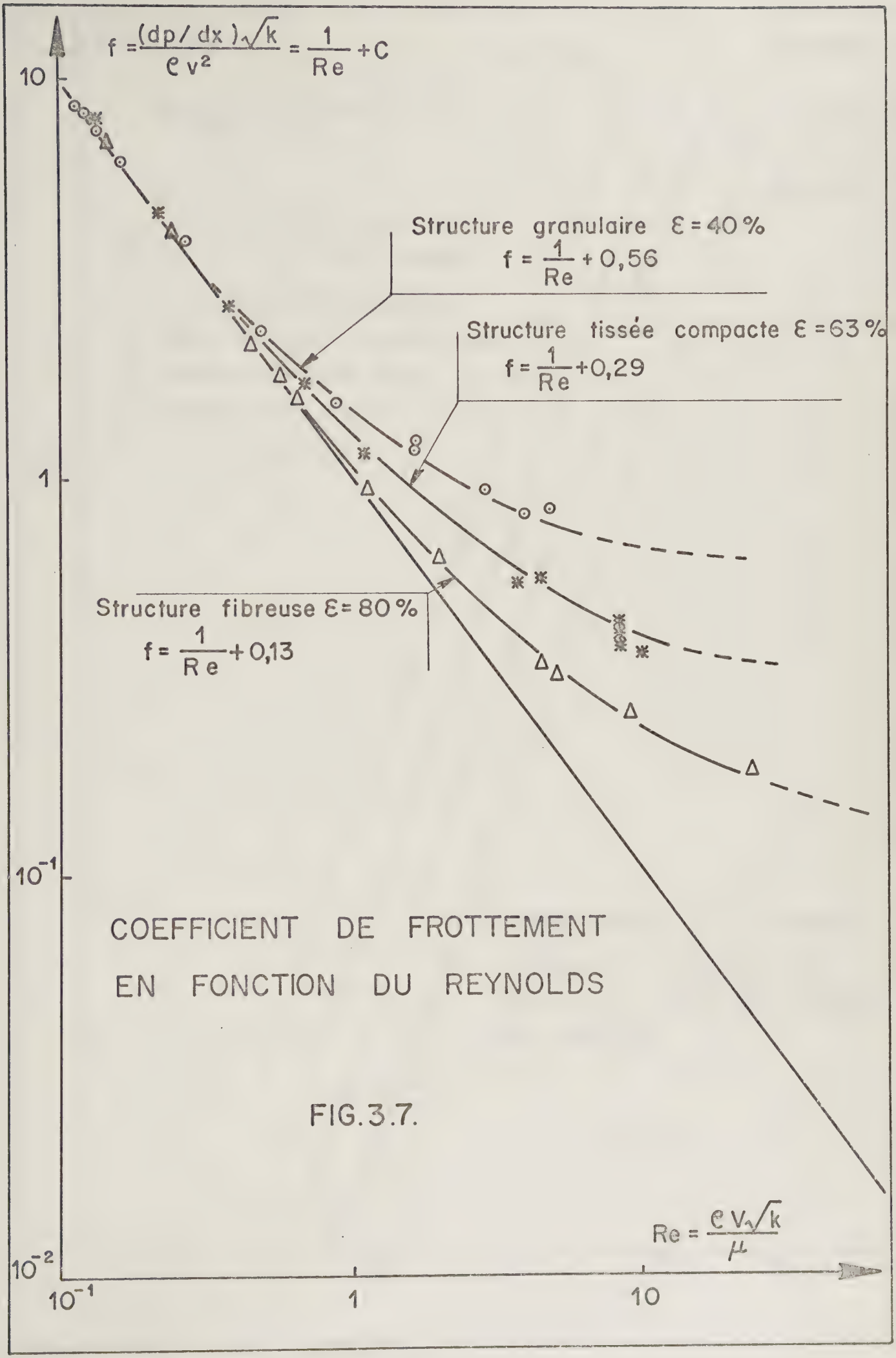


FIG. 3.6 ETUDE EXPERIMENTALE DU TRANSFERT DE MASSE



COEFFICIENT DE FROTTEMENT
EN FONCTION DU REYNOLDS

FIG. 3.7.

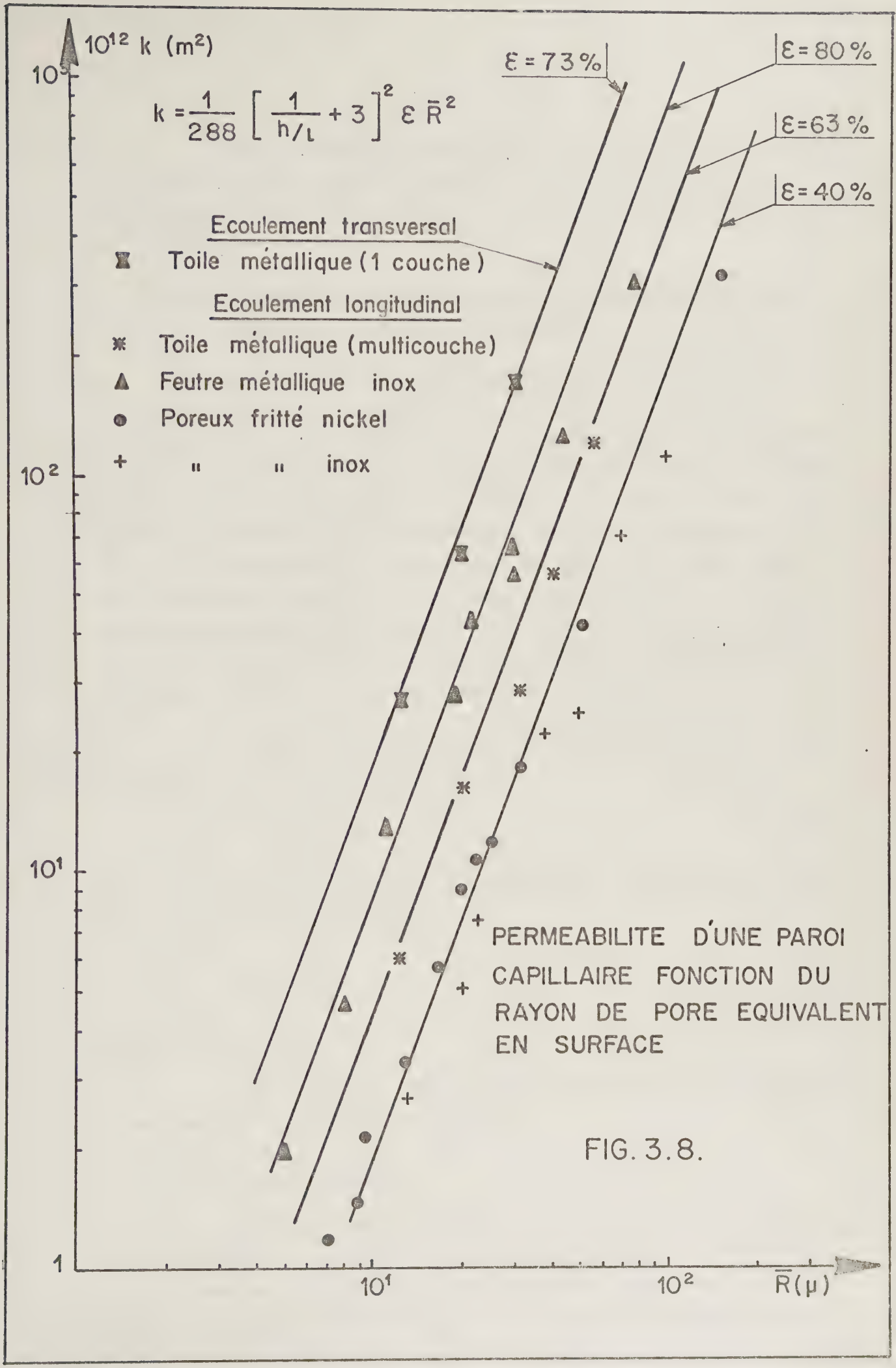

10^{12} k (m²)
10^3
10^2
10^1
1
$k = \frac{1}{288}\left[\frac{1}{h/l} + 3\right]^2 \varepsilon \bar{R}^2$
ε = 73 %
ε = 80 %
ε = 63 %
ε = 40 %
Ecoulement transversal
Toile métallique (1 couche)
Ecoulement longitudinal
Toile métallique (multicouche)
Feutre métallique inox
Poreux fritté nickel
" " inox
10^1
10^2
$\bar{R}(\mu)$
PERMEABILITE D'UNE PAROI CAPILLAIRE FONCTION DU RAYON DE PORE EQUIVALENT EN SURFACE

FIG. 3.8.

Cette relation n'est bien sur valable que pour une structure poreuse saturée puisque c'est le rayon de pore équivalent transversal qui est utilisé pour la détermination de la relation $k = f(\overline{R})$.

3.1.3. Détermination de la conductibilité thermique de la structure poreuse saturée

Les valeurs des conductibilités thermiques des diverses structures étudiées ont été déduites des flux thermiques échangés au cours de la condensation de la vapeur d'eau sur les structures poreuses. Afin de pouvoir négliger l'influence du phénomène de changement de phase, nous avons testé des structures d'épaisseur différentes soumises à des flux de condensation relativement faibles, de telle sorte que les températures sur les deux faces de la structure poreuse puissent être considérées comme constantes (ce que nous avons pu vérifier à l'aide de thermocouples placés de chaque côté de la paroi poreuse).

A partir de la relation de la quantité de chaleur échangée :

$$Q = \frac{\lambda}{e} S \Delta T$$

nous pouvons déterminer la conductibilité effective de la structure poreuse séturée :

$$\lambda = e \frac{Q}{S \Delta T}$$

en mesurant e, Q, S et ΔT.

Les résultats que nous avons obtenus sont rassemblés dans les figures [3.9] et [3.10].

3.1.4. Conclusion

La détermination des caractéristiques capillaires et de transport des diverses structures poreuses étudiées nous a permis de constater que le modèle théorique de DULNEV simple et ordonné permettait la représentation satisfaisante d'un éventail important de structures de forme et de porosité différentes avec comme paramètres :

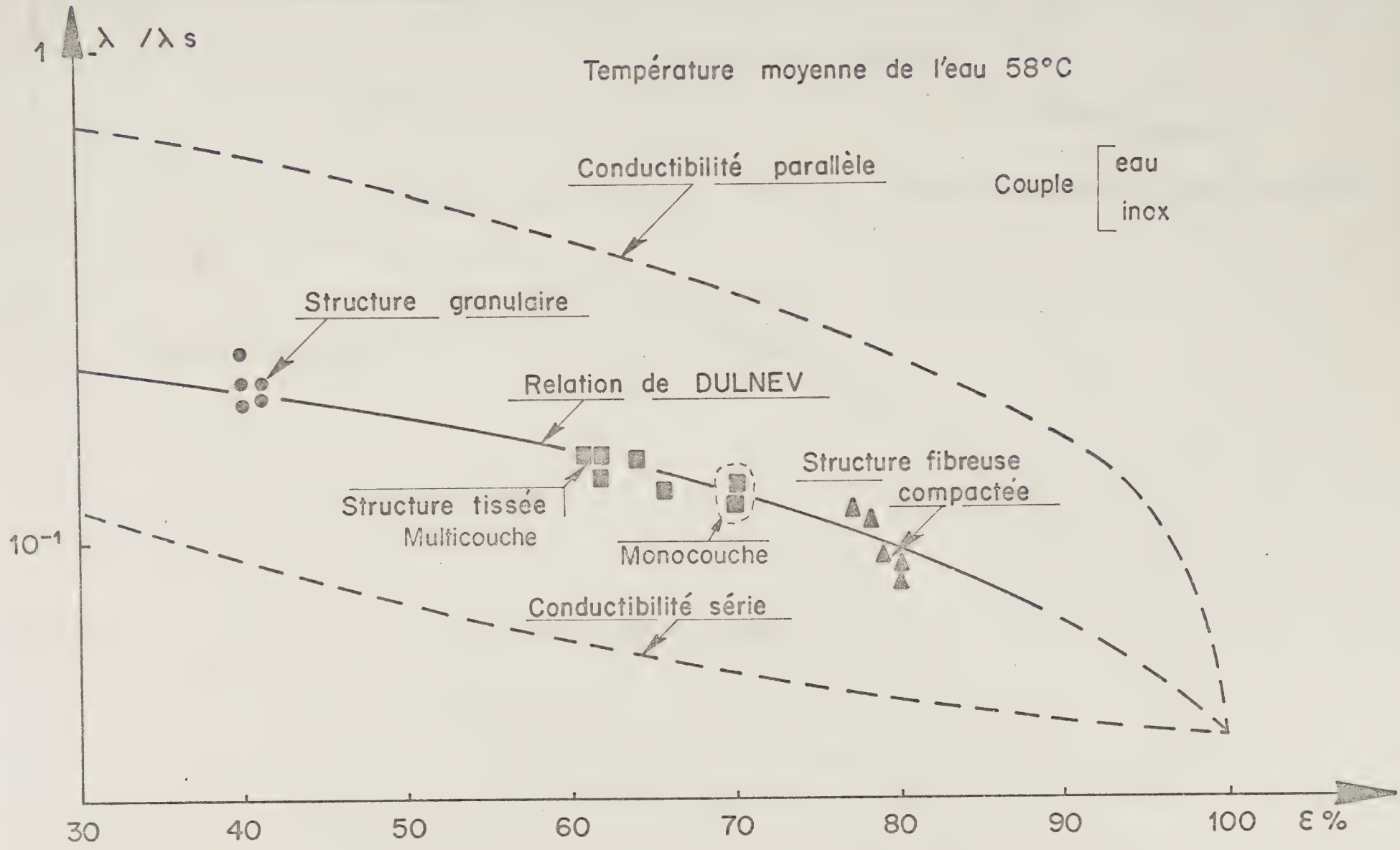


FIG.3.9. CONDUCTIBILITE D'UNE STRUCTURE POREUSE SATUREE

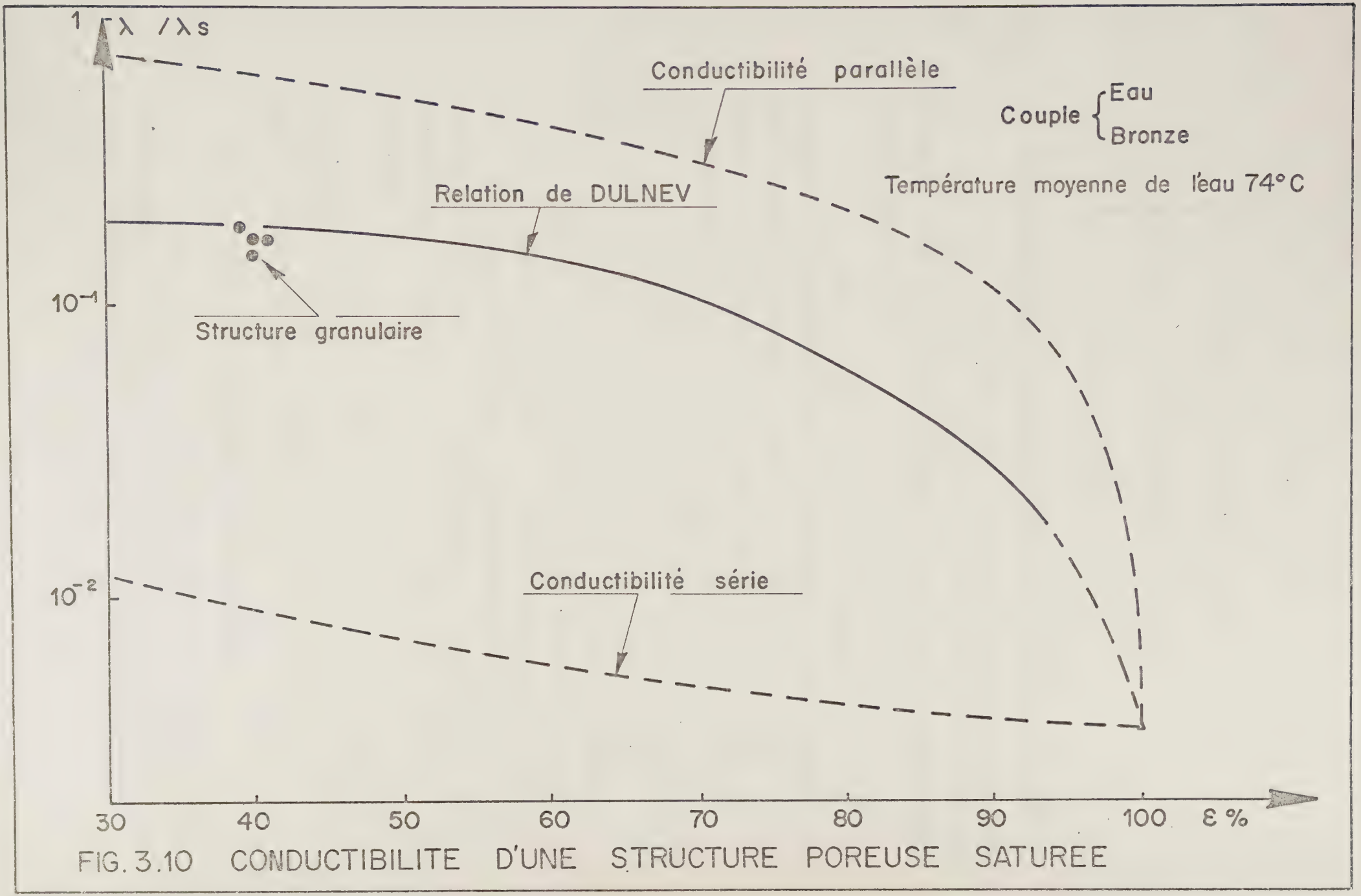


FIG. 3.10 CONDUCTIBILITE D'UNE STRUCTURE POREUSE SATUREE

$$\begin{cases} h = \dfrac{D_p}{2} & \text{pour les structures granulaires} \\ h = D_p & \text{pour les structures fibreuses} \\ \delta = 4 & \text{facteur de forme} \end{cases}$$

3.2. Etude expérimentale des surfaces de changement de phase

Après avoir considéré séparément les caractéristiques d'une structure poreuse, nous avons observé leur fonctionnement simultané dans le cas du changement de phase par condensation et évaporation.

Toutefois, nous avons particulièrement étudié le phénomène de condensation sur une structure poreuse saturée avec transfert de masse longitudinal au sein de la paroi poreuse et l'évaporation avec assèchement partiel de la paroi car ce sont les deux solutions qui s'imposent dans le cas d'un convertisseur à fonctionnement intermittant avec source d'énergie par stockage thermique. En effet, comme nous l'avons montré dans l'étude théorique, pour ce type d'appareil, la surface de condensation doit être constamment saturée, même à l'arrêt (ce qui n'est pas possible pour une surface de condensation avec conduits de soutirage) alors que la surface d'évaporation à assèchement partiel permet une régulation simple de la température de la vapeur et de la puissance thermique fournie par la source d'énergie thermique.

Mais nous avons par ailleurs élaboré des montages expérimentaux qui nous ont permis de comparer les diverses solutions exposées dans l'étude théorique.

3.2.1. Etude de la surface de condensation

L'étude expérimentale complète des caractéristiques de changement de phase par condensation sur une structure poreuse nous imposait la variation des paramètres suivants :

- Structure
- Nature
- Rayon de pore équivalent
- Epaisseur

} du matériau poreux.

- Température de la vapeur saturante
- Température de la paroi froide
- Section du canal vapeur.

Nous avons donc réalisé une boucle d'expérimentation et une chambre d'essai qui nous permettent d'agir sur tous ces paramètres.

a/ Boucle d'essai - (figure [3.11])

Elle est constituée d'une chaudière productrice de vapeur au moyen d'une épingle chauffante de 7 kW dont la puissance de chauffe peut varier de zéro à la puissance maximale, d'un surchauffeur (2 kW) qui permet soit, simplement de compenser les fuites thermiques afin qu'il n'y ait pas de condensation avant la chambre d'essai, soit d'amener volontairement de la vapeur surchauffée à l'entrée de la chambre d'essai.

C'est avec de la vapeur saturée sèche que nous avons effectué la plupart des essais, mais nous avons fait quelques mesures qualitatives avec de la vapeur surchauffée de façon à mettre en évidence l'excellente efficacité de ce moyen de désurchauffe ; le schéma de principe est représenté sur la figure [3.12].

En effet, dans une machine de conversion, il n'est pas souhaitable que de la vapeur, en fin de la phase de travail, soit à l'état saturé humide car une accumulation de liquide dans la chambre de détente risquerait de détériorer l'appareil soit par rupture mécanique du fait de l'incompressibilité du liquide, soit par érosion due aux fines gouttelettes de liquide transportées à grande vitesse par la vapeur (ce

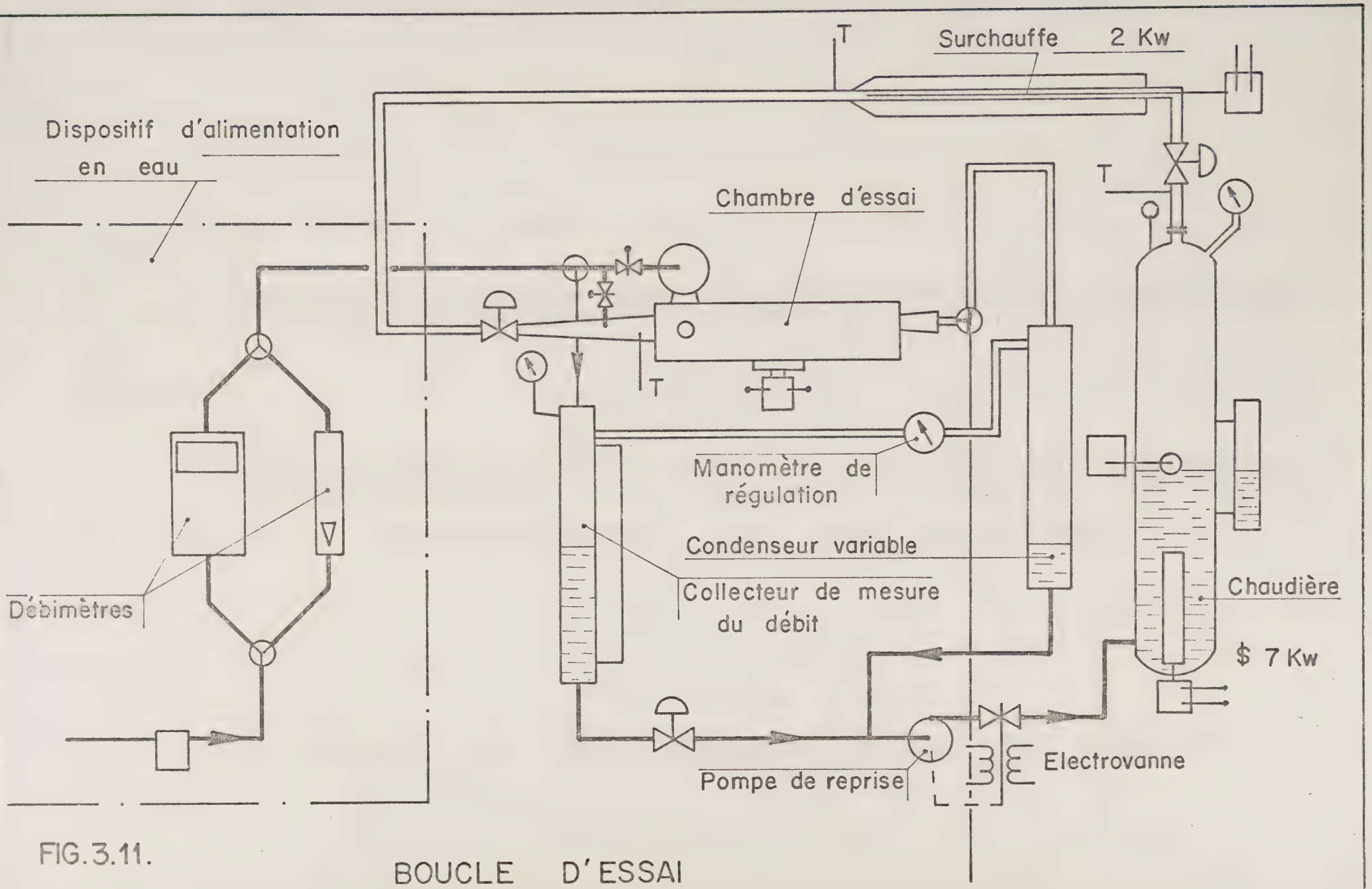


FIG. 3.11.

BOUCLE D'ESSAI

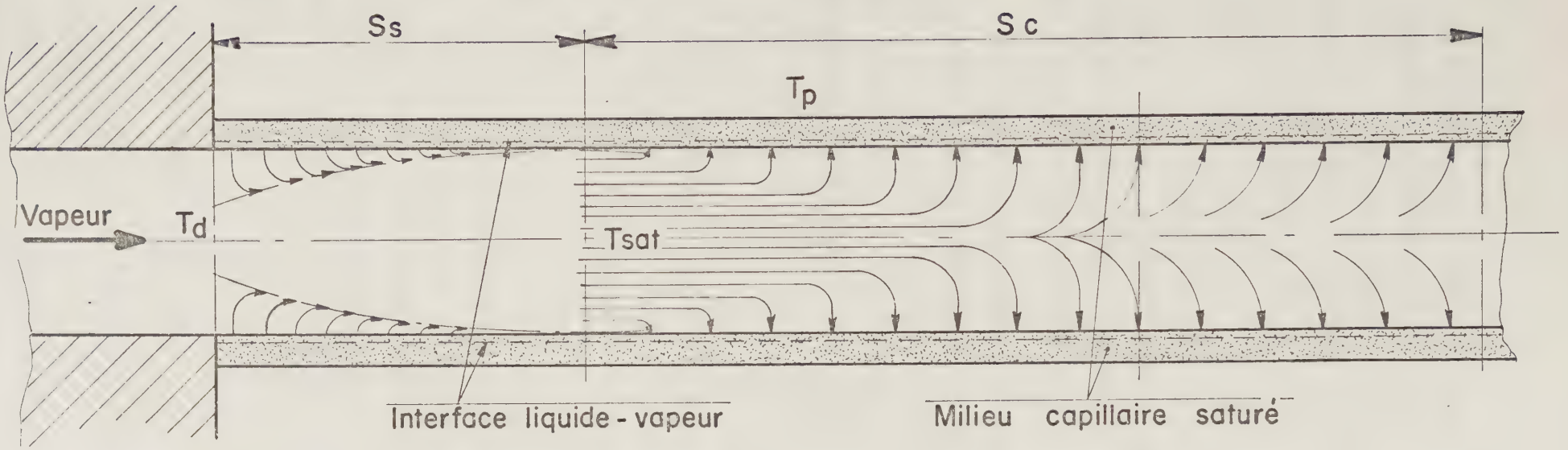


FIG. 3.12. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT GLOBAL DU CONDENSEUR

dernier inconvénient est plus critique pour une turbine que pour une machine volumétrique). Si la vapeur arrive surchauffée au niveau de la structure poreuse saturée de liquide, elle se désurchauffe par évaporation du liquide en surface de la structure poreuse jusqu'à ce qu'elle atteigne l'état saturé pour ensuite se condenser. Cette méthode de désurchauffe par changement de phase présente une excellente efficacité et peut donc être envisagée pour la réalisation d'un appareil à forte puissance spécifique. Mais, comme nous n'avons pas fait d'essais systématiques, nous présentons cette solution comme une possibilité intéressante.

Le reste de la boucle d'essai est constitué de la chambre d'essai, d'un réservoir de récupération du condensat qui permet par variation du niveau libre de déterminer la puissance thermique transportée par la structure poreuse, d'un condenseur à puissance variable qui peut par variation de la surface de condensation maintenir constante la pression à la sortie de la chambre d'essai quelle que soit la quantité de vapeur qui arrive ; ce débit massique de vapeur peut également être mesuré de façon à connaître la quantité de vapeur qui entre dans la chambre d'essai et d'une pompe de reprise qui ramène la totalité du condensat à la chaudière.

Remarque

Cette disposition en boucle fermée (grâce à la pompe de reprise) présente l'avantage sur une boucle ouverte à fluide perdu de ne pas nécessiter de dispositif de dégazage de l'eau avant la chaudière et d'avoir un appareil dans lequel les gaz incondensables sont négligeables et n'influent donc pas sur le coefficient d'échange de condensation.

b/ Chambre d'essai

La chambre d'essai est constituée d'un canal rectangulaire de section variable dont la longueur est de 400 mm. La section présente une longueur constante de 60 mm alors que la largeur peut varier de 0 à 12 mm

par déplacement d'une des deux grandes faces du canal. La figure [3.13] permet de se rendre compte de la section d'essai et du dispositif de manoeuvre de la face mobile. Sur chaque grande face, nous pouvons remarquer des rainures de soutirage du condensat qui peuvent être obstruées de façon à faire varier la longueur d'écoulement longitudinale du condensat de 1 cm à 37 cm. Chaque face est également munie d'un circuit de refroidissement thermostaté qui permet la régulation de la température de la paroi froide. Deux parois poreuses identiques sont ensuite fixées sur chaque face au moyen d'une colle spéciale ARALDITE qui résiste à la vapeur d'eau jusqu'à 170°C comme le montre la figure [3.14]. Par ailleurs, la paroi mobile peut être enlevée de façon à ce qu'il n'y ait pas de gradient de pression en phase vapeur.

c/ Instrumentation de la chambre d'essai

Pour l'étude du fonctionnement de la structure poreuse sous l'influence de la phase vapeur, l'instrumentation se limite à 9 thermocouples dont 4 fixes disposés à l'arrière de la paroi poreuse et 4 mobiles qui leur font face et viennent au contact de la face avant (côté vapeur) de la paroi poreuse ; leur mobilité est due à l'épaisseur variable des structures étudiées, et un thermocouple qui permet de connaître la température de la vapeur ; des prises de pression nous permettent de connaître les pressions en phase liquide et en phase vapeur.

Pour caractériser l'influence de la phase vapeur, l'instrumentation présente en plus 4 prises de pression statiques réparties le long du canal qui permettent de déterminer la ligne piézométrique. Les 4 thermocouples mobiles utilisés pour déterminer la température de surface des structures poreuses servent également pour explorer la phase vapeur.

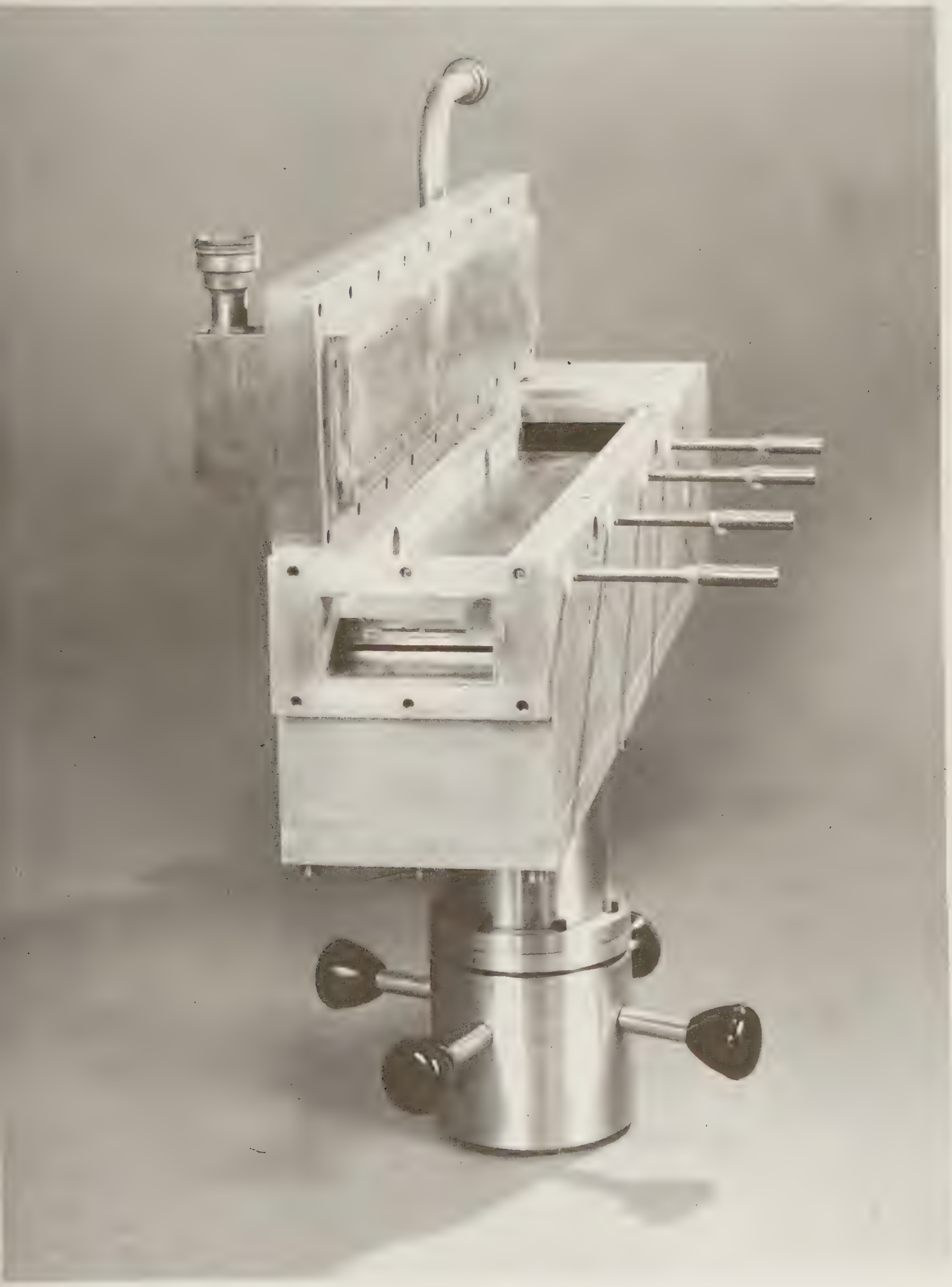


FIG.3.13 CHAMBRE D'ESSAI POUR L'ETUDE DE LA CONDENSATION SUR MILIEU POREUX

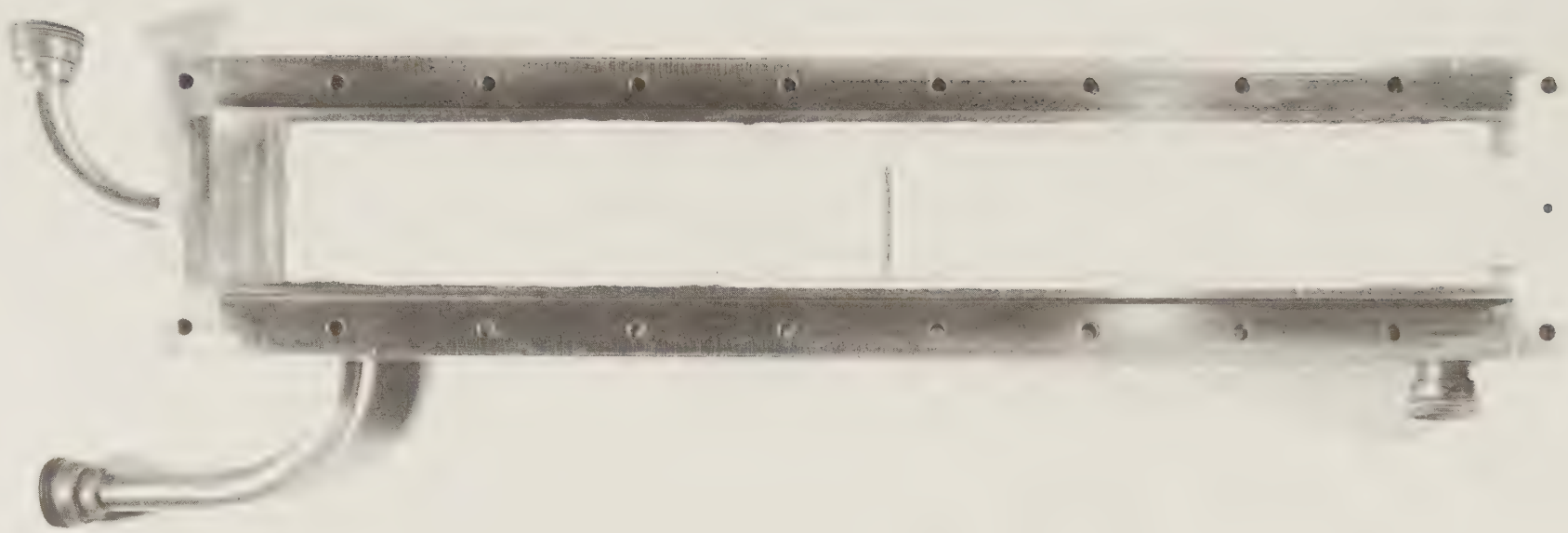


FIG. 3.14 FIXATION DE PAROI POREUSE SUR SON SUPPORT

d/ Mesure de la puissance thermique transportée par une paroi poreuse

Afin de ne pas considérer l'influence de la phase vapeur, nous avons enlevé la paroi mobile de telle sorte que l'arrivée de vapeur se fasse perpendiculairement à la paroi de condensation ; il n'y a pas de gradient de pression en phase vapeur le long de la paroi de condensation.

Nous avons effectué une campagne d'essai sur des structures semblables à celles utilisées pour l'étude des caractéristiques spécifiques des poreux et reporté sur les figures [3.15], [3.16], [3.17] les puissances thermiques maximales transportées par une structure poreuse pour différentes valeurs des paramètres structure et fluide de travail.

Nous avons pu constater que pour des faibles puissances transportées, c'est-à-dire pour une longueur d'écoulement relativement grande, la relation, établie en régime laminaire, de la puissance thermique transportée représente bien le phénomène, alors que pour des longueurs d'écoulement de quelques centimètres il faut considérer cette relation établie dans le cas général.

Sur les figures [3.18], [3.19], [3.20], [3.21], nous avons exprimé les puissances thermiques rapportées à l'écart de température entre les deux faces de la structure poreuse afin de mettre en évidence l'optimisation thermodynamique de ces structures. Nous pouvons constater que si l'influence du type de structure est relativement faible, il est souhaitable de rechercher le plus grand rayon de pore possible et d'utiliser des structures d'excellente conductibilité thermique.

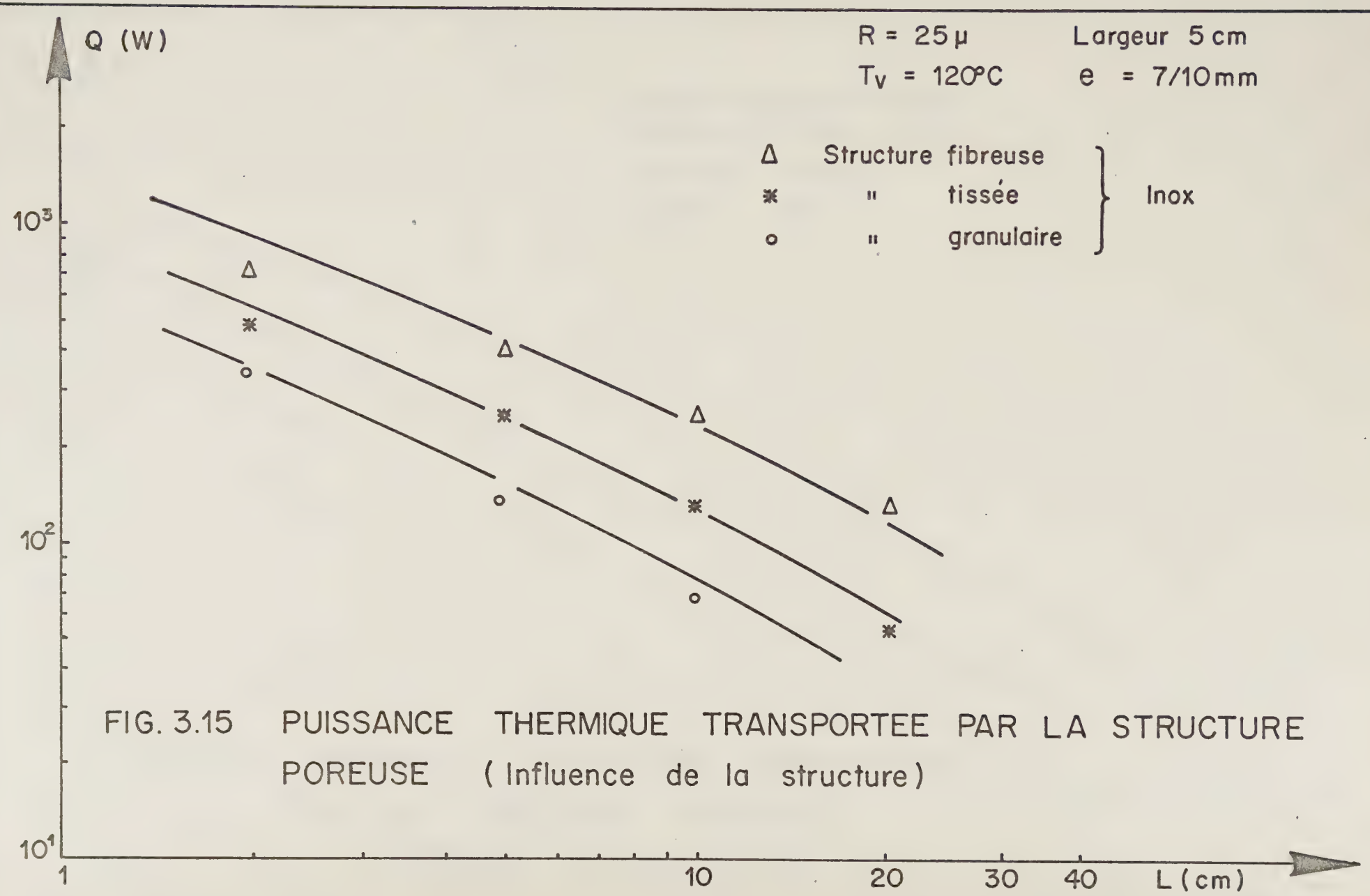


FIG. 3.15 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE (Influence de la structure)

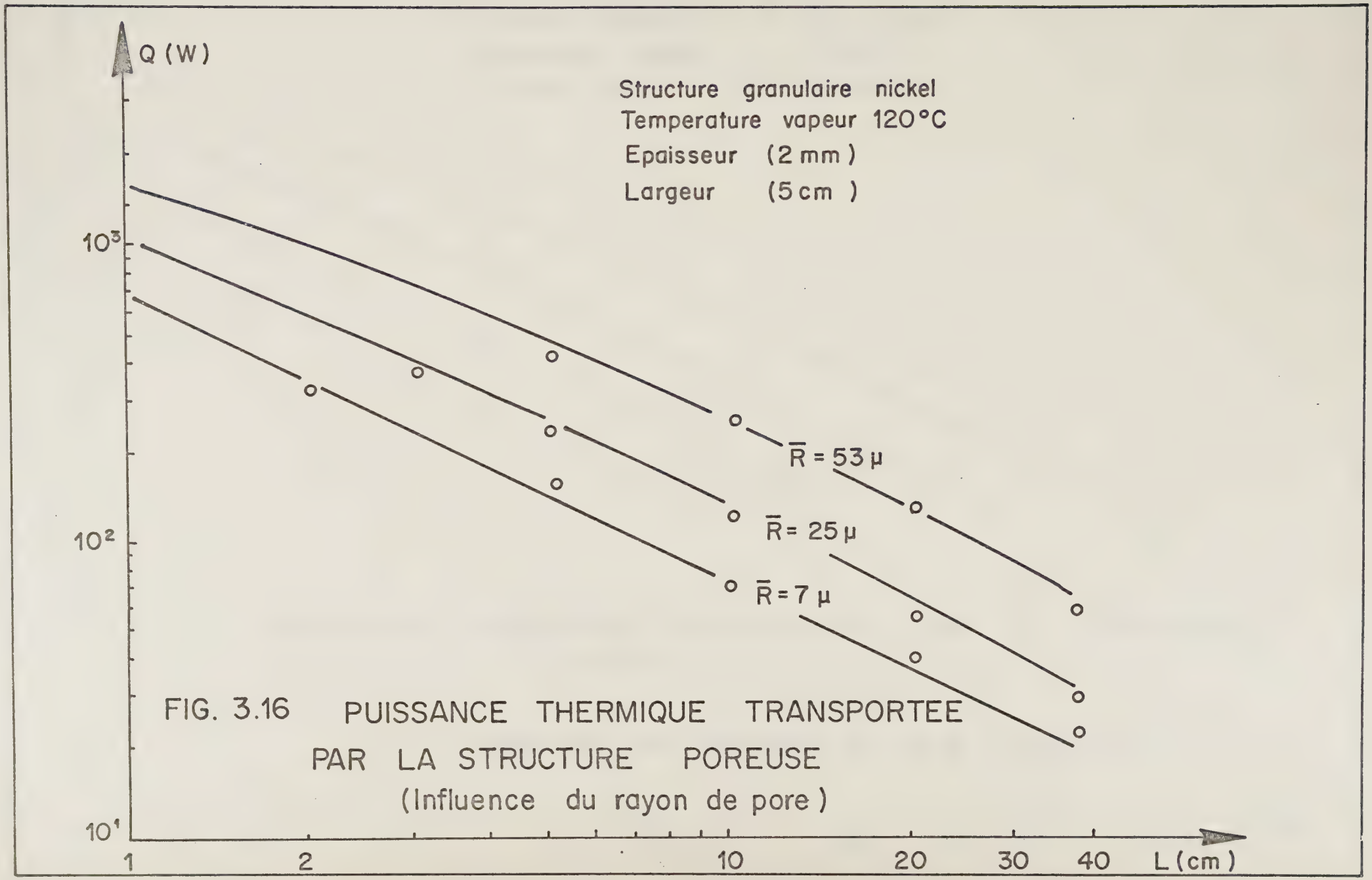


FIG. 3.16 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE
(Influence du rayon de pore)

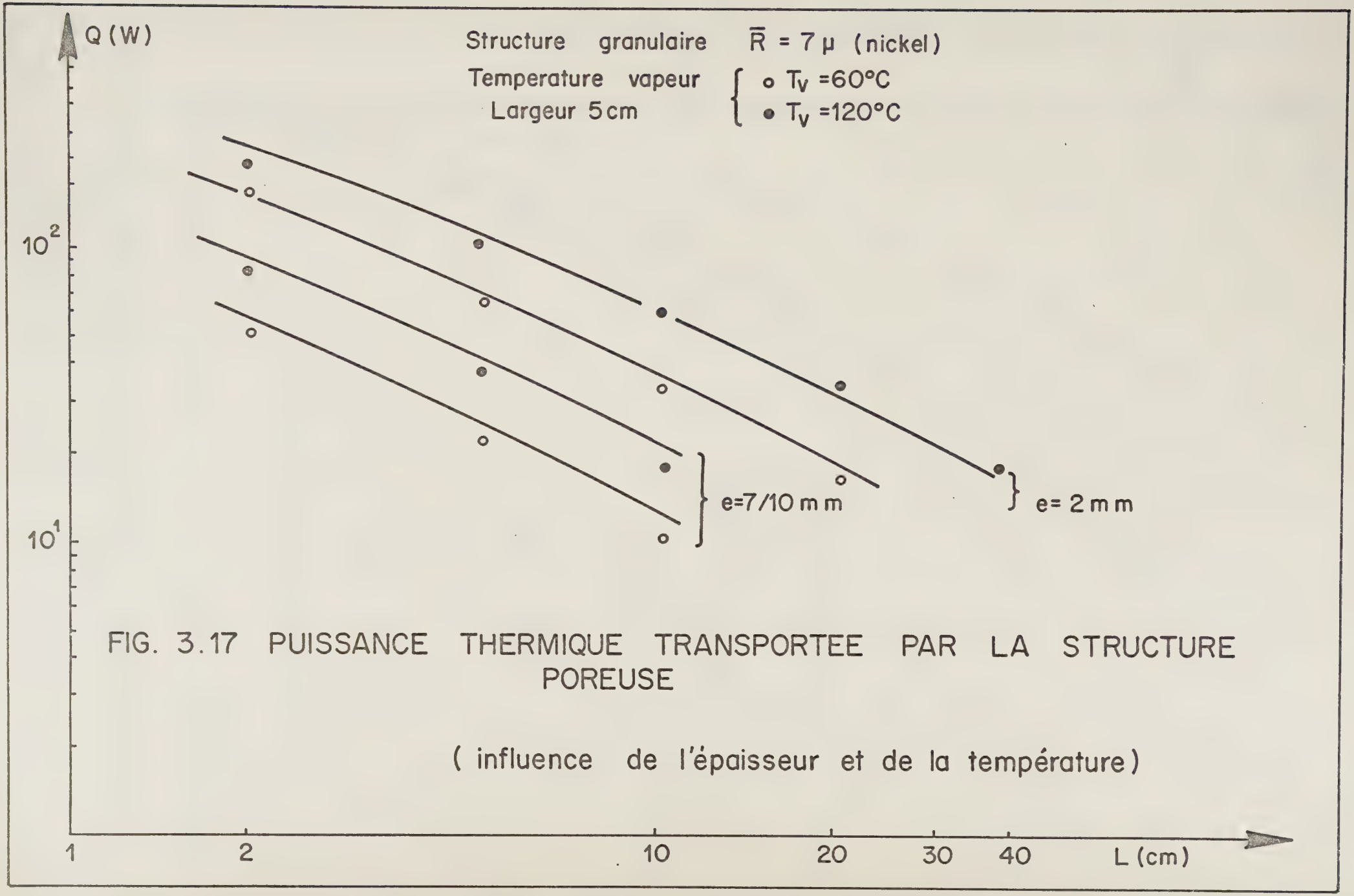


FIG. 3.17 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE

(influence de l'épaisseur et de la température)

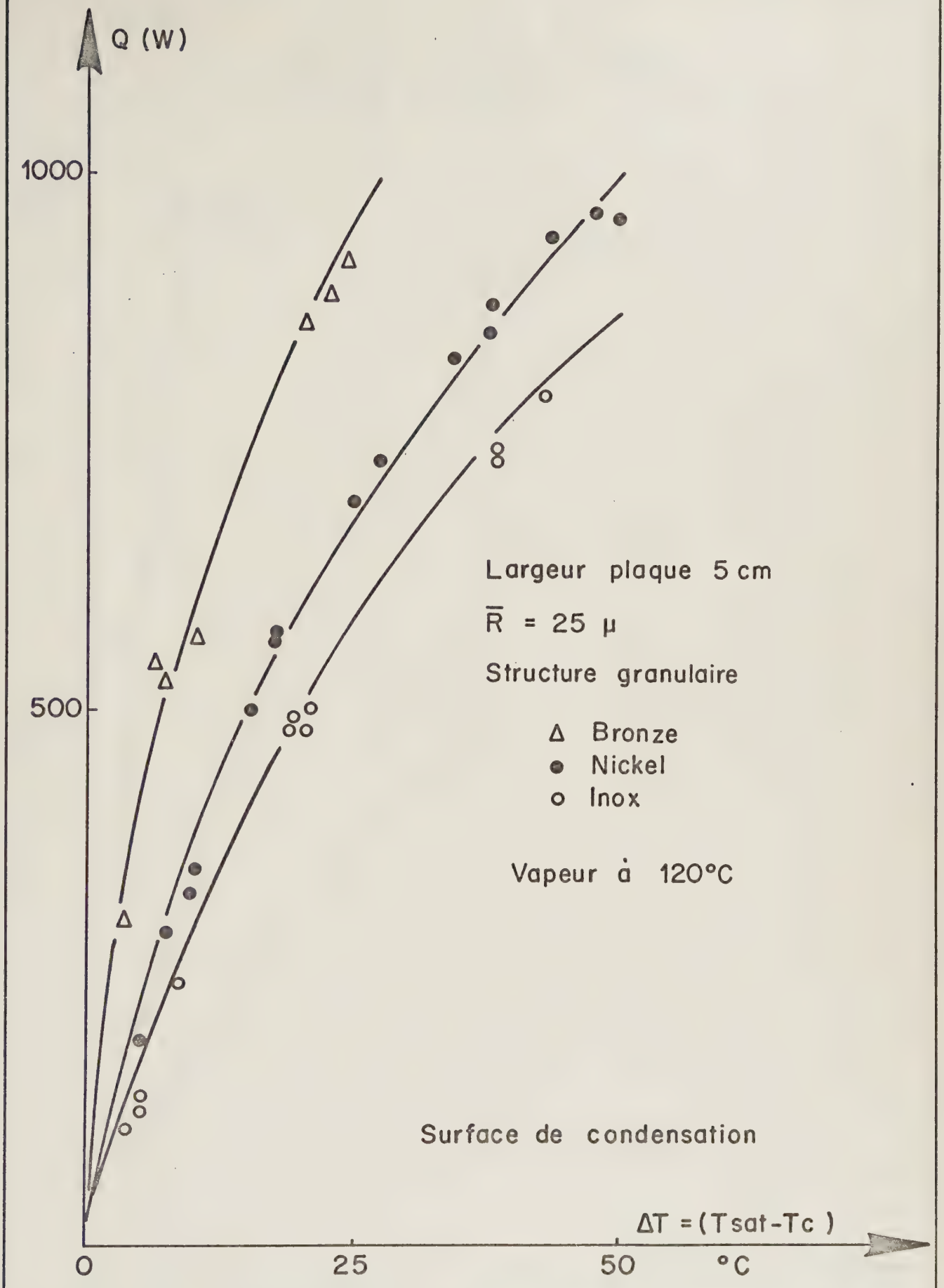


FIG. 3.18 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE
(Influence de la nature du materiau)

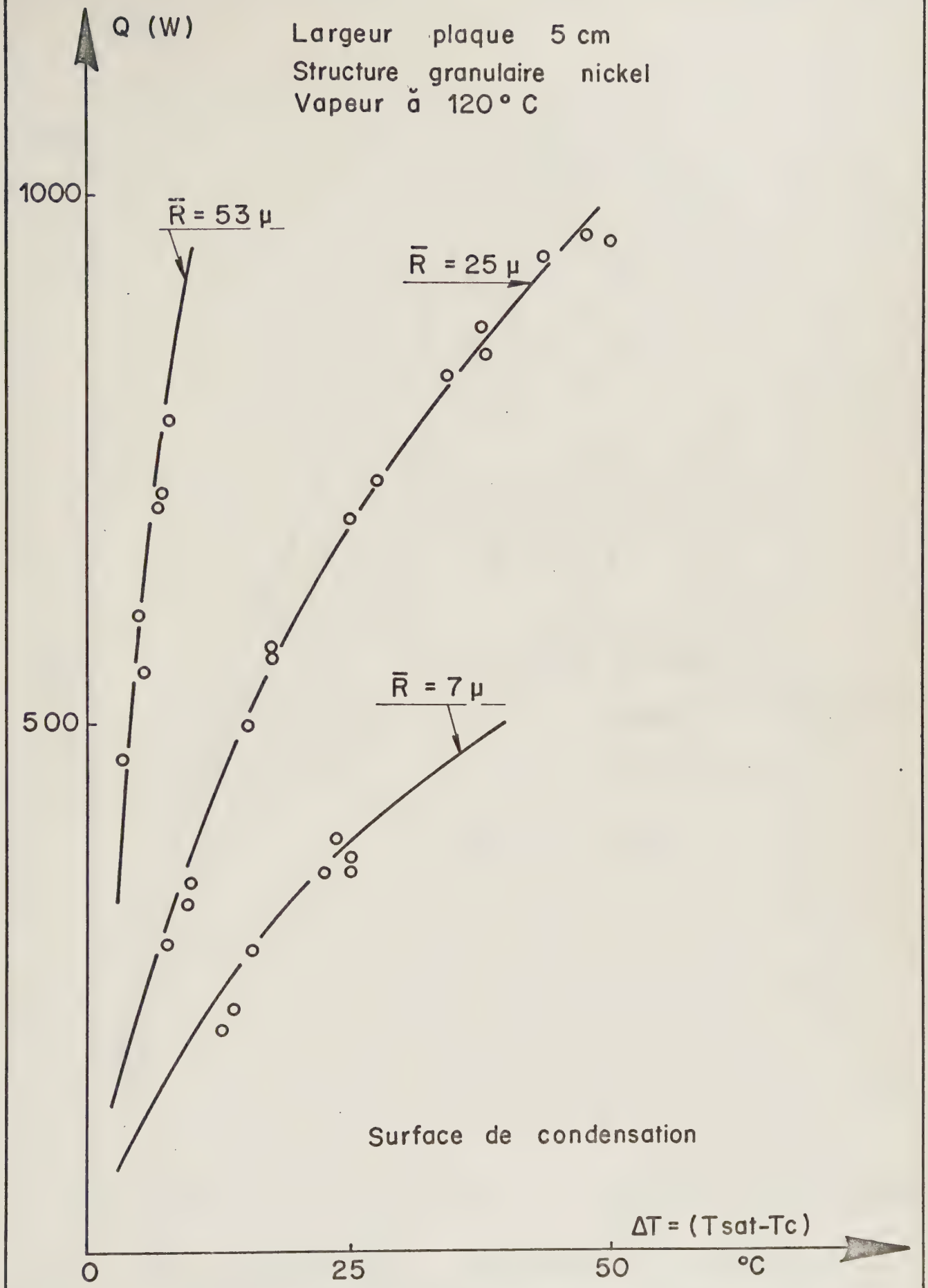


FIG. 3.19 PUISSANCE THEORIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE
(Influence de la nature du matériau)

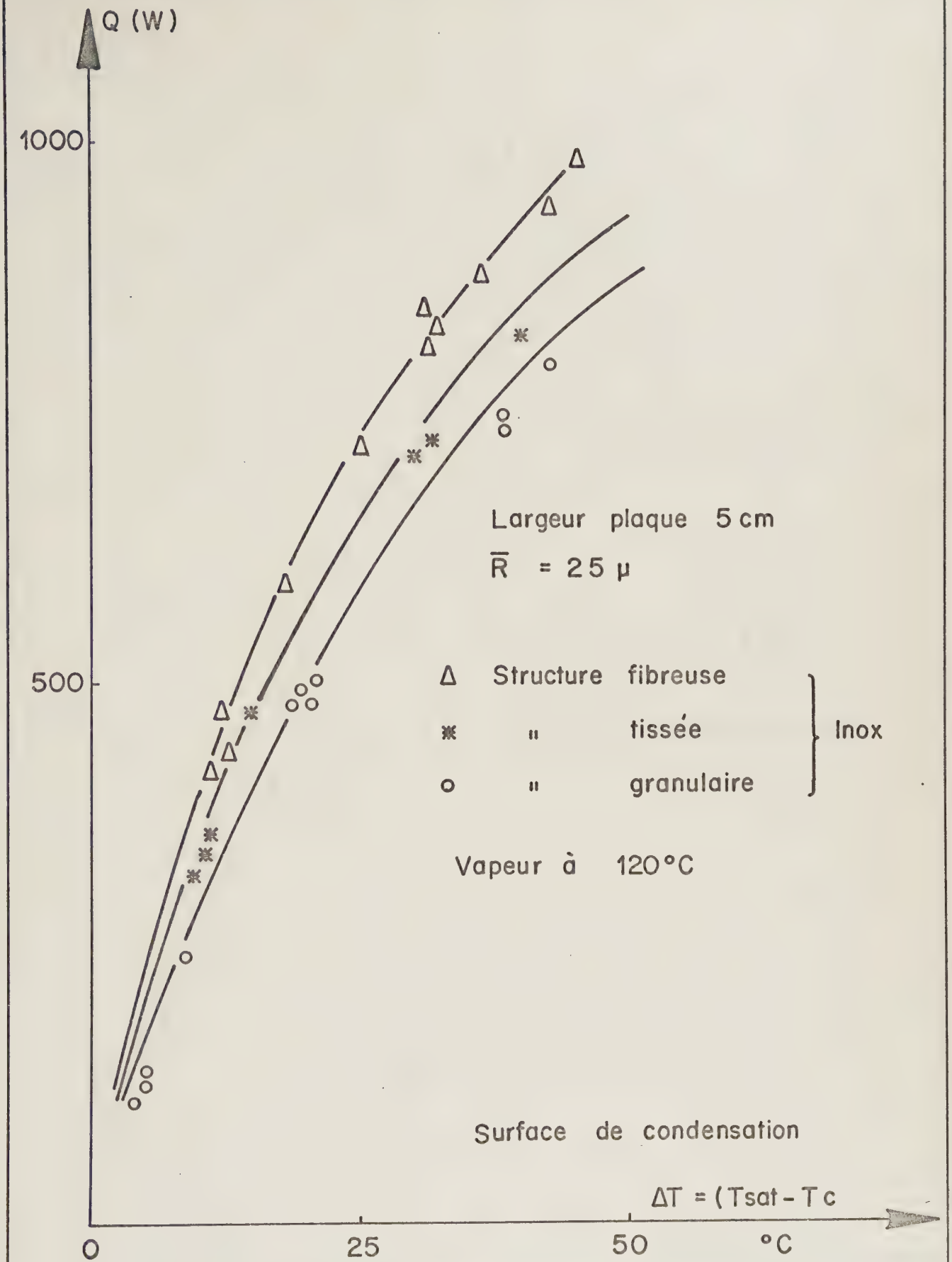


FIG. 3.20 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE

(Influence de la structure)

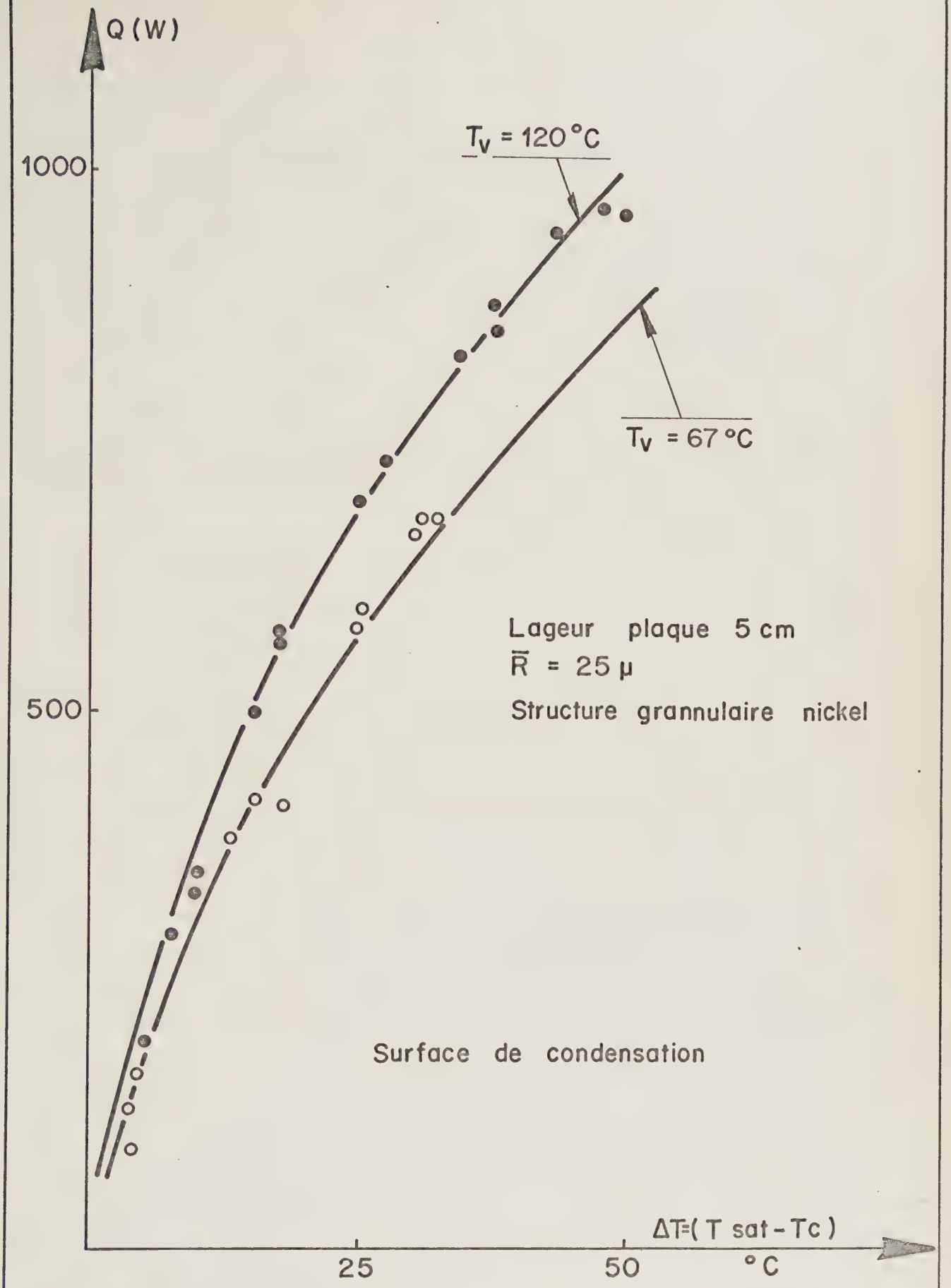


FIG. 3.21 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA STRUCTURE POREUSE
(Influence de la température)

e/ Influence de la phase vapeur

La section d'essai est maintenant constituée des deux parois poreuses identiques disposées face à face. Notre but était de montrer que les relations proposées par d'autres chercheurs pour différents types d'écoulement pouvaient s'appliquer à notre étude et vérifier les hypothèses que nous avons faites concernant l'isothermie de la surface de changement de phase et l'interaction négligeable du débit de vapeur sur l'écoulement du liquide dans le poreux (pas d'entraînement de liquide par la vapeur).

Les essais que nous avons effectués en écoulement laminaire et turbulant avec des soutirages faibles ou importants. Ces différents types d'écoulement ont été obtenus en ajustant les différents paramètres :

- Puissance fournie par la chaudière
- Température de la vapeur
- Section du canal d'essai
- Caractéristiques de la structure poreuse
- Longueur de soutirage.

Les résultats obtenus ne s'écartent pas plus de 5 % de la relation de YUAN et FINKELSTEIN établie pour un écoulement en régime laminaire alors que nous avons des écarts plus importants (jusqu'à 8 %) pour un écoulement turbulent.

Remarque :

Afin de pouvoir déterminer correctement les pressions statiques dans le canal, nous avons été amenés à réchauffer l'extrémité des prises de pression (de 5/10 mm de diamètre) afin qu'il n'y ait pas de condensation et formation d'un ménisque, ce qui fausserait les mesures.

f/ Influence de l'orientation

Comme le montre la figure [3.22], la chambre d'essai peut pivoter autour d'un axe vertical afin de modifier l'orientation de la structure poreuse dans le champ de la pesanteur.

Les résultats obtenus correspondent bien à la diminution du pompage capillaire maximal de la structure poreuse due à la contre pression hydrostatique exercée par la hauteur de liquide au sein du poreux.

Nous avons pu toutefois remarquer que pour des puissances thermiques faibles (inférieures à 100 W), il se produisait un phénomène de stratification au sein de la phase vapeur qui pouvait atteindre 5°C.

g/ Régulation omnidirectionnelle en puissance de la surface de condensation

Un des impératifs essentiels de ce type de convertisseur est de pouvoir fonctionner à puissance constante quelle que soit l'orientation du dispositif ; or une des caractéristiques du rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur est de pouvoir s'adapter pour une orientation variable de la surface de changement de phase, de telle sorte que le pompage capillaire soit toujours le même

$$\frac{Q}{e} = 4\left(\frac{\gamma_{LV}\,\mathcal{L}\rho}{\mu}\right)\frac{k}{L}\left(\frac{1}{\mathcal{R}} - \frac{\cos\theta}{\overline{R}_p}\right)$$

avec $\mathcal{R}$ le rayon de courbure minimal sur la surface de changement de phase qui peut à la limite prendre la valeur $\overline{R}$.

$\overline{R}_p$: le rayon de pore nécessaire pour obtenir une pression capillaire égale à $(\rho_\ell - \rho_V)gL$

θ : inclinaison de la surface de condensation.

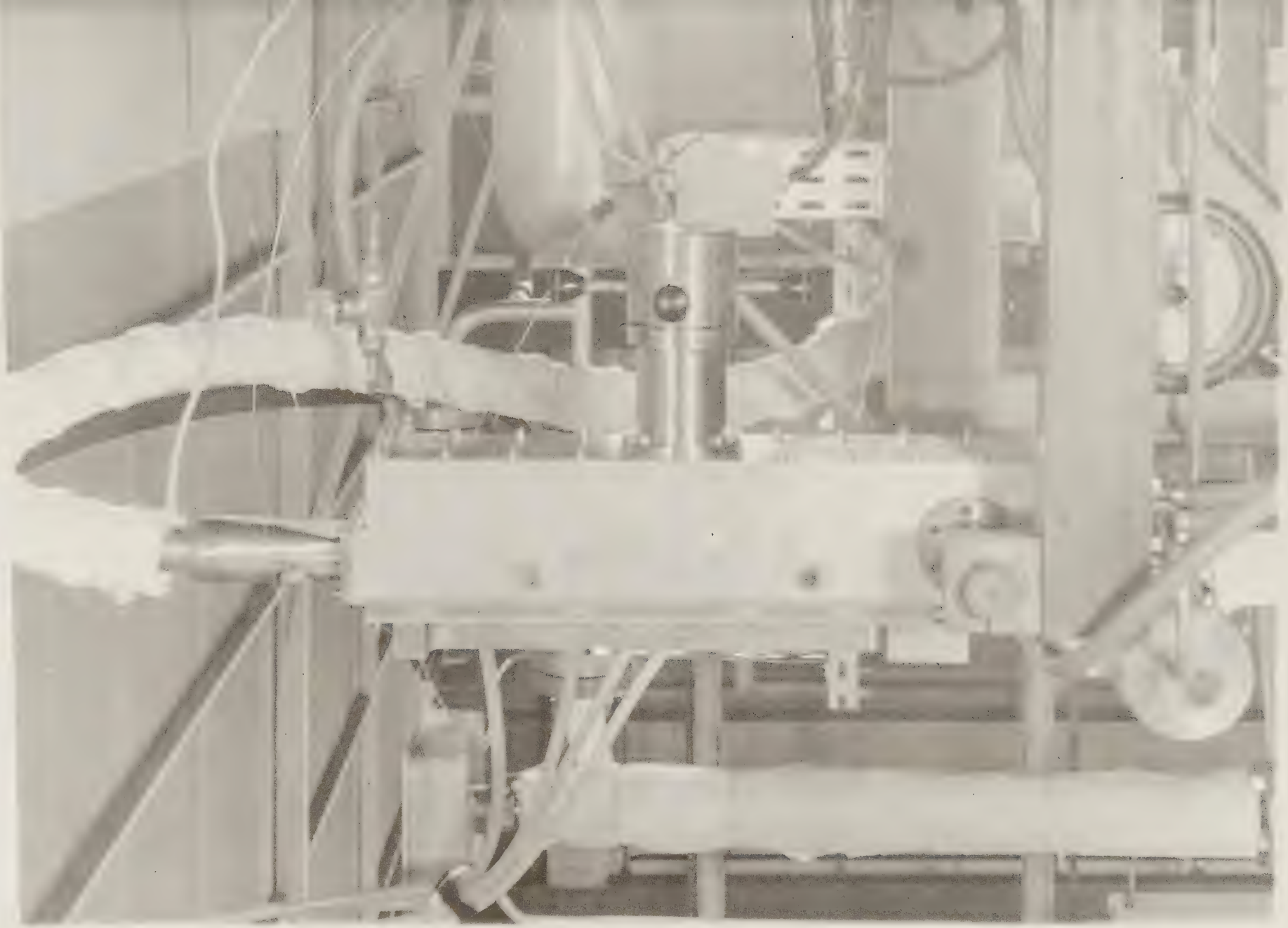


FIG. 3. 22 ORIENTATION DE LA CHAMBRE DE CONDENSATION

La relation précédente nous permet de constater que toutes choses égales par ailleurs la puissance Q peut demeurer constante quelle que soit l'orientation par adaptation entre $\mathcal{R}$ et θ ; $\left(\frac{1}{\mathcal{R}} - \frac{\cos\theta}{\overline{R}_p}\right)$ reste constant.

Les mesures faites nous ont permis de montrer la validité de cette adaptation.

h/ Autres systèmes de condensation

Nous avons particulièrement étudié la condensation sur une structure poreuse avec écoulement transversal du condensat au sein de celle-ci car elle constitue la solution la plus facile à mettre en oeuvre et la seule utilisable pour des appareils à fonctionnement intermittent. En effet, pour ce type d'appareils pendant la phase de démarrage, il faut que la structure poreuse du condenseur soit totalement saturée afin de permettre l'alimentation correcte de la pompe de reprise. De ce fait, les solutions à conduits de soutirage ou à contact direct ne sont intéressants que pour des appareils à fonctionnement continu. Toutefois, nous avons testé ces différentes solutions afin de pouvoir les comparer.

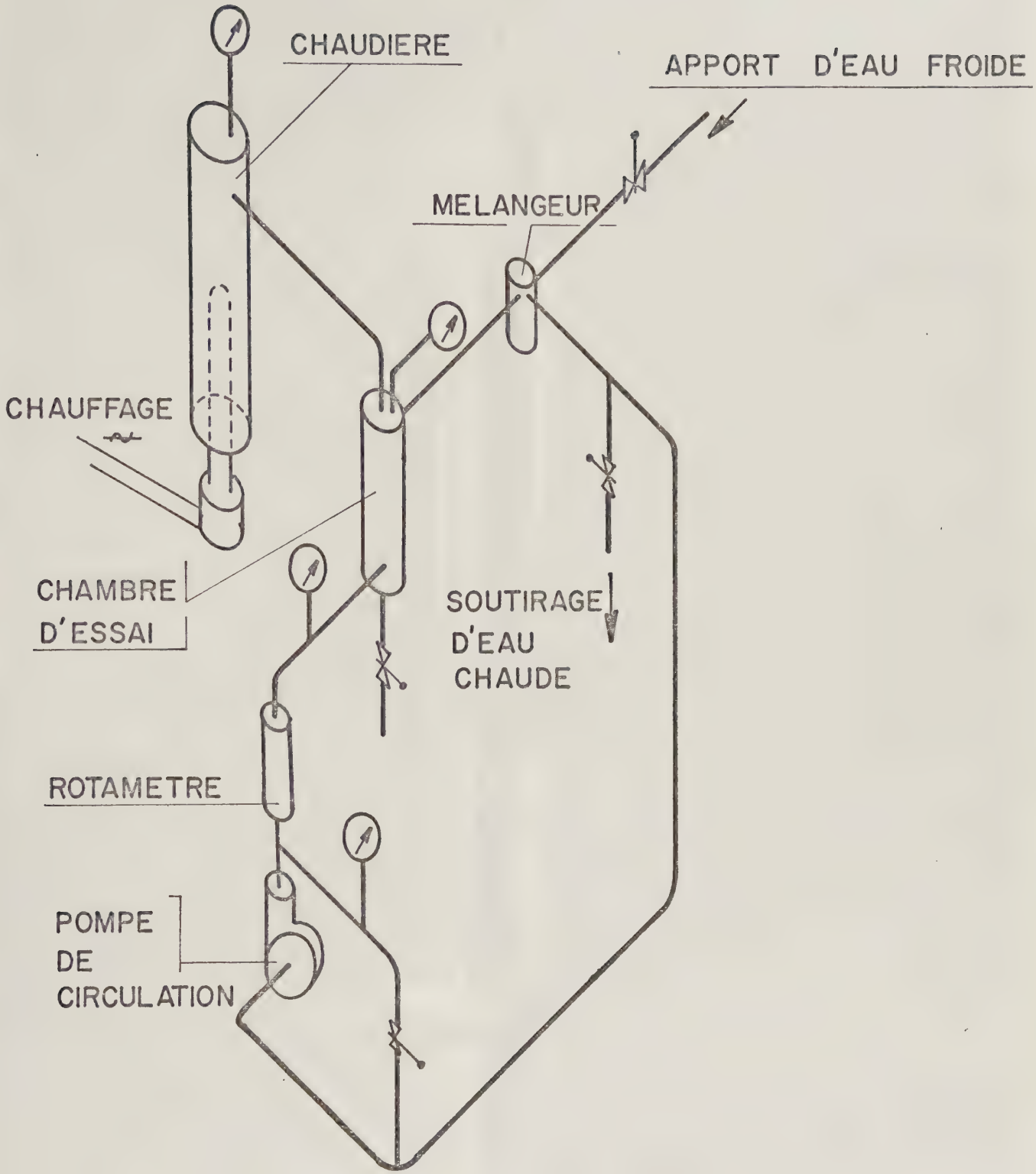
Pour l'étude de la solution avec conduits de soutirage, nous avons utilisé le même montage expérimental que pour l'étude précédente. Nous avons simplement remplacé les plaques rainurées par des chambres de collection de 20 mm de large et 2/10 mm de profondeur et sur toute la longueur du canal d'essai.

Les résultats que nous avons obtenu s'écartent parfois de 20 % par rapport à la relation proposée dans l'étude théorique. Il nous semble que cette dispersion provienne de la difficulté à maintenir constant l'intervalle de 2/10 mm entre la paroi froide et la surface capillaire constituée d'une seule toile métallique de 25 µ de rayon de pore équivalent et de l'instabilité intrinsèque que présente une seule toile capillaire soumise malgré les systèmes de régulation à de légères fluctuations de pression.

Pour l'étude de la condensation par contact direct, nous avons réalisé un dispositif expérimental qui nous permet de mettre en évidence cette solution. Sur la figure [3.23], nous avons représenté la boucle d'expérimentation. Celle-ci est constituée de deux circuits indépendants qui se rejoignent dans la chambre d'essai ; un circuit vapeur constitué principalement par une chaudière dont la puissance de chauffe peut varier de 0 à 7 kW et d'un circuit d'eau liquide dont le débit, la température et la pression peuvent être régulés ; le débit au moyen de la vitesse de rotation d'une pompe centrifuge, la température à l'aide d'un mélangeur et la pression par une vanne de laminage.

Quant à la chambre d'essai représentée sur la figure [3.24], elle est consittuée d'un canal central circulaire par où arrive la vapeur. La paroi de ce canal, de 1 mm d'épaisseur, présente une zone étanche permettant la stabilisation du liquide et une zone poreuse où se situe le changement de phase. La structure poreuse est un tube de bronze fritté de 30 mm de diamètre extérieur et 1 mm d'épaisseur. Autour de ce tube central est disposé un second tube en verre pyrex de 32 mm de diamètre intérieur qui détermine le canal d'écoulement du liquide. Il nous est par ailleurs possible de connaître, au moyen de thermocouples, les températures de la vapeur et du liquide (entrée et sortie) ainsi que les pressions du liquide (prises de pression statiques) et de la vapeur (manomètre). La présence du tube en verre nous permettait d'observer si de la vapeur non condensée traversait le poreux pour se mélanger au liquide et un piquage transparent relié au conduit vapeur nous assurait s'il y avait ou non du liquide dans le conduit vapeur.

Les essais que nous avons effectués pour des températures de vapeur de 100° à 180°C et de liquide de 20° à 110°C nous ont permis de constater qu'ils étaient relativement bien représentés par la relation que nous avons donnée dans l'étude théorique (écart maximal de l'ordre de 10 %).



DISPOSITIF EXPERIMENTAL FIG. 3 . 23.

FIG. 3. 24 CHAMBRE D'ETUDE DE LA CONDENSATION PAR CONTACT

Ainsi, bien que nous n'ayons pas fait d'études systématiques sur ces modes de condensation, utilisables en régime continu, les résultats obtenus, bien supérieurs à ceux de la condensation avec écoulement dans le poreux, semblent prometteurs et permettent d'affirmer que ces solutions sont à rechercher chaque fois que l'on désire une optimisation maximale de la paroi de changement de phase.

3.2.2. Etude de la surface d'évaporation

Nous avons particulièrement étudié le phénomène de changement de phase par évaporation sur une structure poreuse avec assèchement partiel de la paroi pour mettre en évidence les caractéristiques d'autorégulation en température et en puissance que nous avons exposées dans l'étude théorique. Cette étude portera sur deux points : la puissance thermique maximale transportée par une structure poreuse et le flux thermique maximal que peut accepter la surface d'échange sans qu'il y ait désamorçage par rupture de l'interface unique liquide-vapeur.

a/ Boucle d'expérimentation - (figures [3.25] [3.26])

Cette boucle est constituée d'une enceinte de dégazage qui permet l'alimentation en eau de la chambre d'essai. Cette enceinte est mobile de façon à pouvoir régler la position du niveau libre à la base de la surface d'évaporation. La boucle comprend également une baie de régulation qui permet de maintenir constante la température d'une surface quelle que soit la puissance demandée entre 0 et 6 kW.

b/ Chambre d'essai

La chambre d'essai est constituée d'un barreau fractionné en 6 éléments chauffants indépendants reliés à la baie de régulation. Chaque élément peut dissiper une puissance variable tout en maintenant la température de surface constante; il est fait d'un support cylindrique en

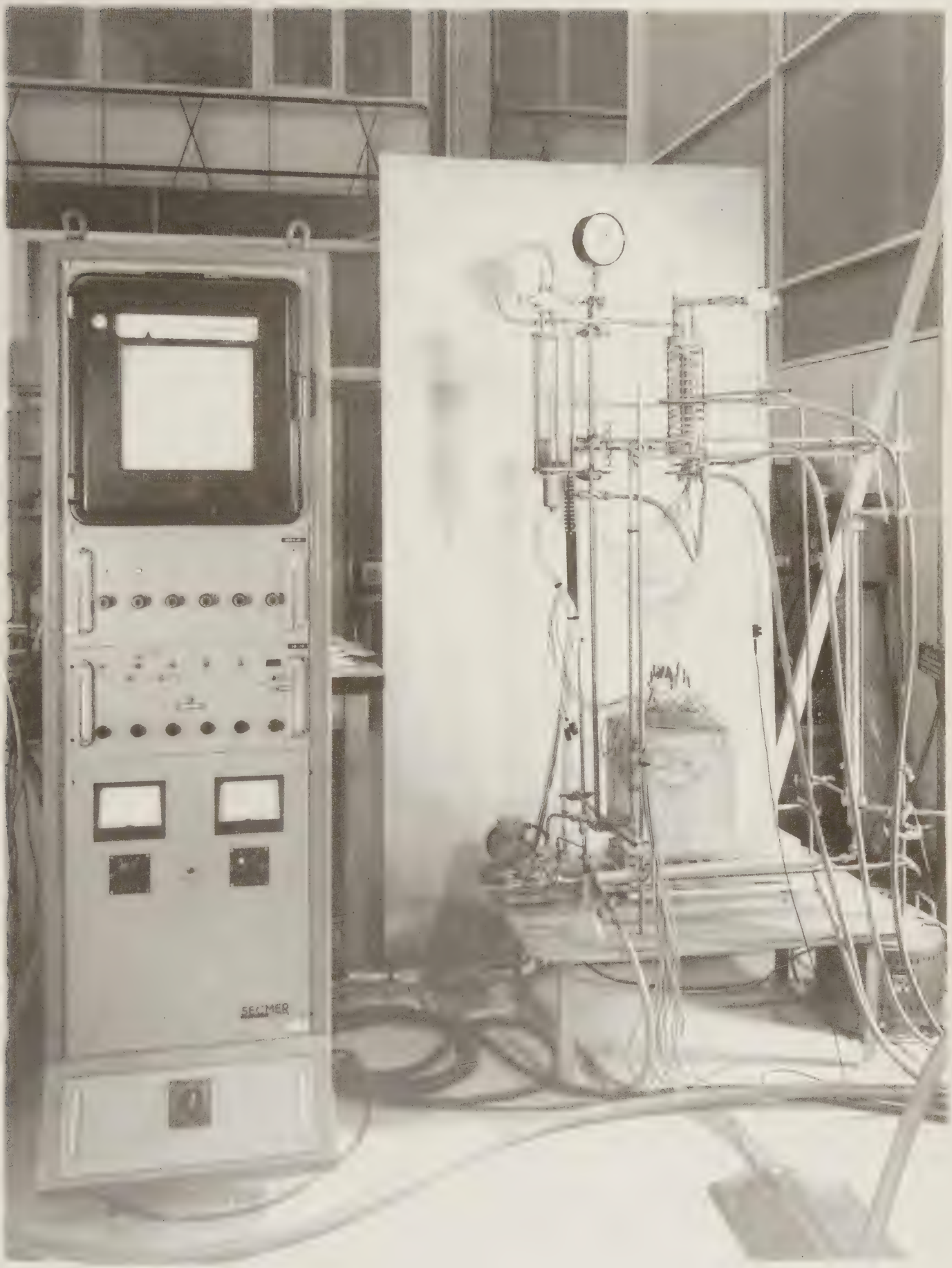
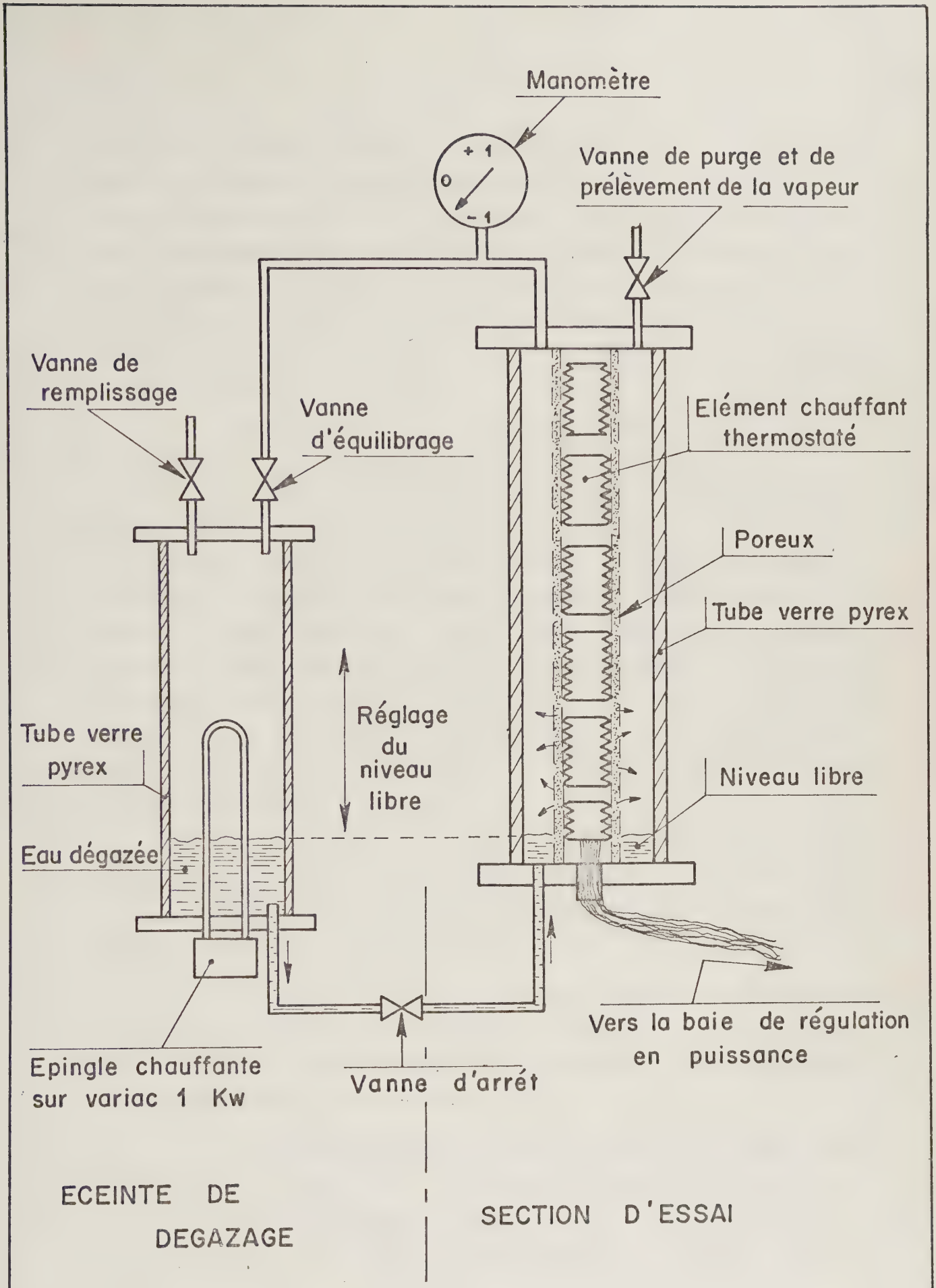


FIG. 3.26 bis BOUCLE D'ETUDE DE L'EVAPORATION SUR MILIEU POREUX



BOUCLE D'ESSAI DE L'EVAPORATEUR FIG.3.26.

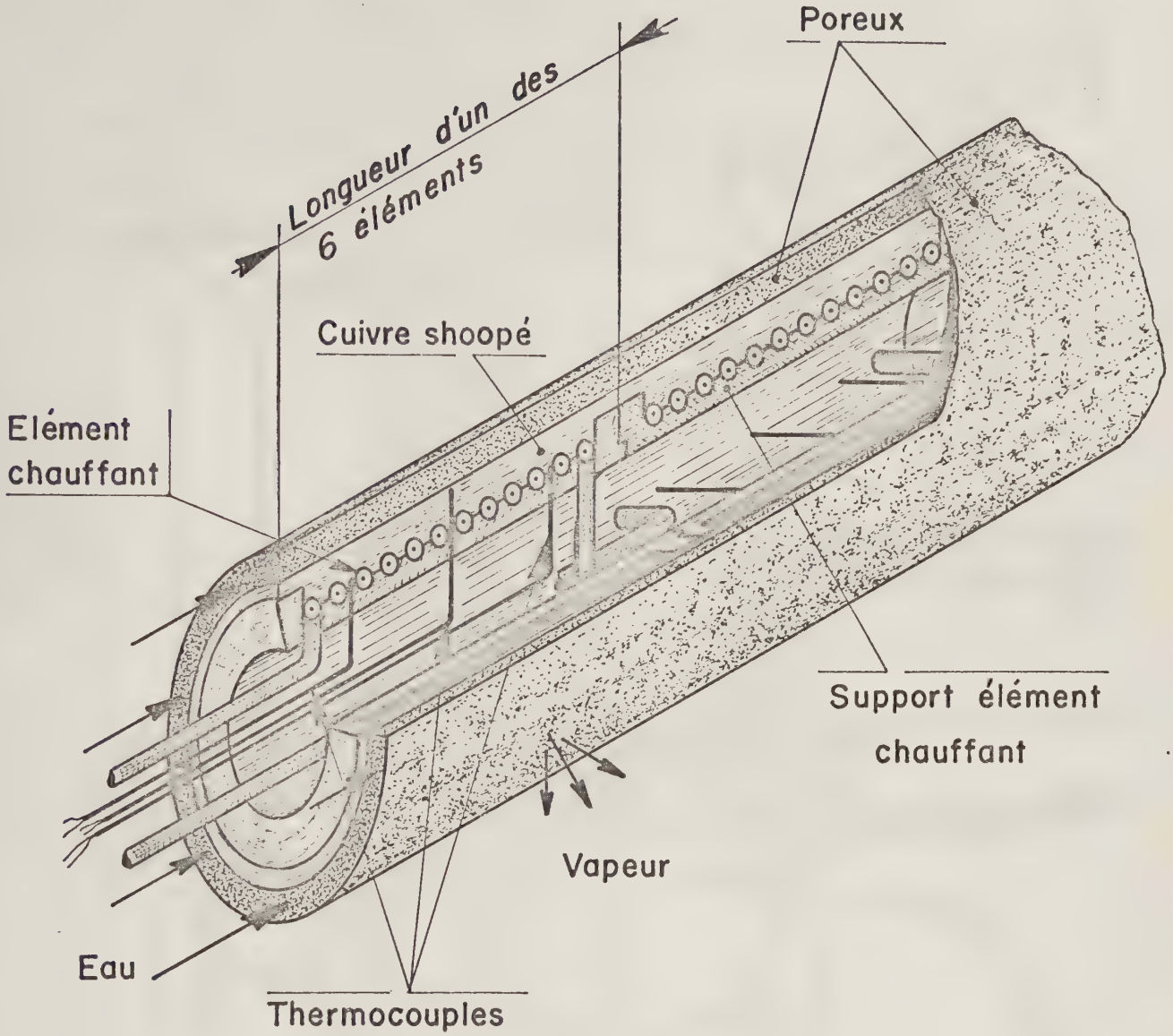
acier inoxydable sur lequel est enroulé un fil chauffant. Afin de répartir convenablement la puissance thermique, un dépôt de cuivre de 3 mm d'épaisseur est fixé par projection sur toute la surface du fil. Chaque élément dispose de deux thermocouples de mesure de la température de la surface du barreau chauffant et d'un thermocouple de régulation. La figure [3.27] permet de se rendre compte de la conception de cette source de chaleur.

Enfin, autour du barreau chauffant, nous avons fritté un tube de bronze poreux de 25 mm de diamètre extérieur, de 2 mm d'épaisseur et de 25 µ de rayon de pore équivalent. Nous avons choisi de ne considérer que des structures granulaires car des essais effectués sur des structures fibreuses de faible épaisseur ont montré que le rayon de pore équivalent longitudinal n'était pas homogène et qu'il était souvent difficile de remouiller une structure fibreuse accidentellement asséchée, alors que les structures granulaires, comportent au minimum 10 à 20 couches de grains hyperposés, ce qui leur confère une bonne homogénéité longitudinale.

Autour de l'évaporateur poreux est placé un tube en verre pyrex de 100 mm de diamètre intérieur qui permet à la vapeur de s'écouler sans que l'on doive tenir compte de la perte de charge en phase vapeur.

Dans cet espace, des thermocouples nous permettent de connaître la température de la vapeur et de la surface externe de la paroi poreuse ; la pression de fonctionnement est donnée par un manomètre.

L'ensemble de la section d'essai est thermostatée afin de pouvoir mesurer la puissance thermique transportée par la structure poreuse, soit à partir de la production de vapeur, soit à partir de la puissance électrique fournie.



ELEMENT CHAUFFANT DE L'EVAPORATEUR SANS SURCHAUFFE

FIG. 3.27.

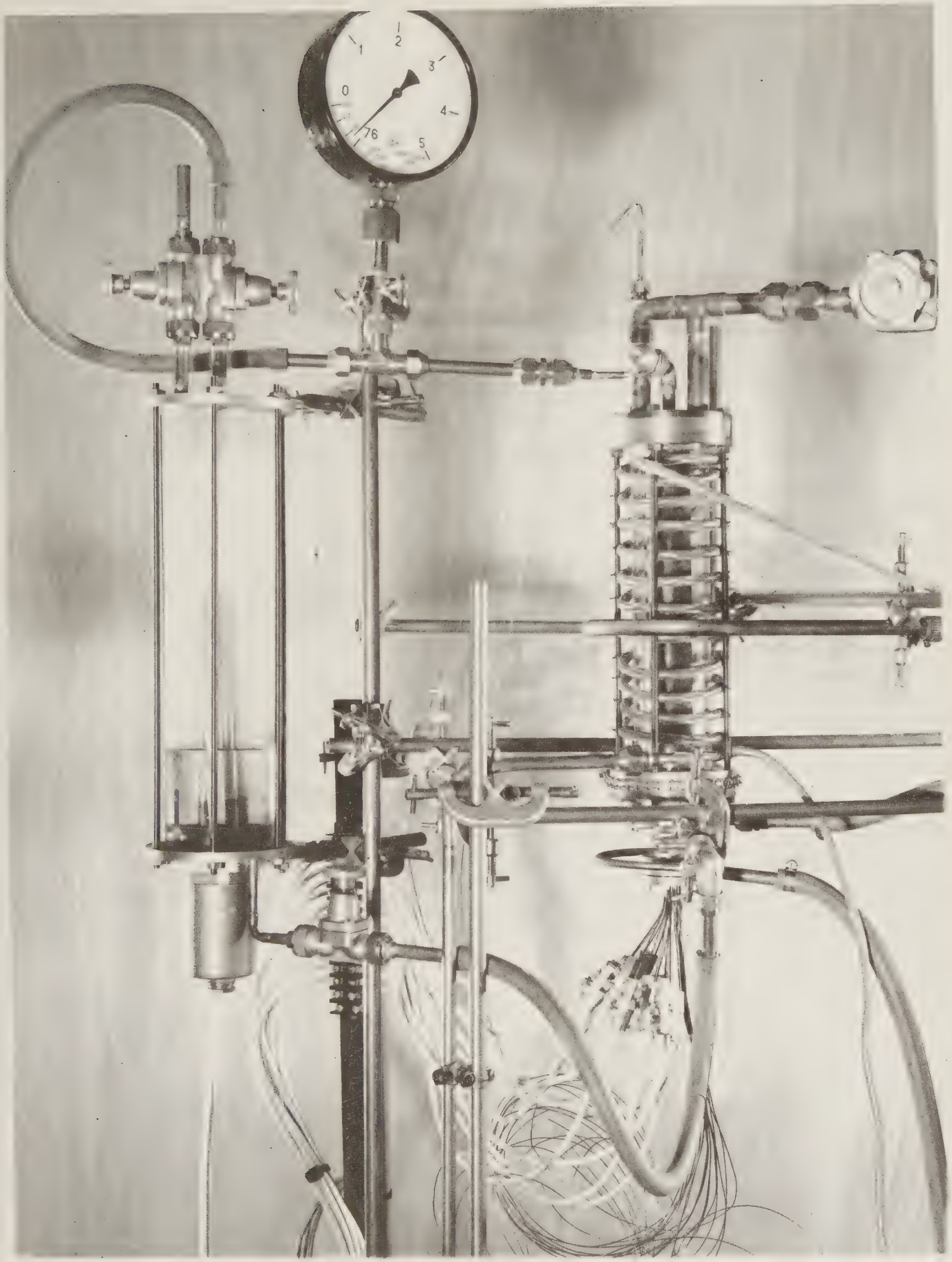


FIG. 3.27bis CHAMBRE D'ETUDE DE L'EVAPORATION SUR MILIEU POREUX

c/ Essais

Nous avons donc mesuré la puissance thermique transportée par cet évaporateur tubulaire, en position horizontale, pour deux températures différentes de la phase vapeur : à 190°C et à 124°C. Pour faire varier la surface d'échange nous ajustons la différence de température entre la vapeur et la paroi chaude. Les résultats obtenus sont compilés sur les figures [3.28], [3.29], [3.30]. Nous pouvons remarquer que sur les figures [3.28] et [3.29] les points représentatifs d'une puissance transportées inférieure à 400 W (soit un flux global inférieur à 6 W/cm^2), sont bien représentés par la relation théorique que nous avons donnée, alors que pour des puissances supérieures, cette relation n'est plus représentative.

Puisque la puissance thermique transportée est inférieure à celle proposée, il semblerait qu'une partie de la structure poreuse est occupée par de la vapeur, ce qui diminue la section réelle de passage du liquide.

Par contre, la figure [3.29] montre que pour les faibles puissances, le transfert de chaleur s'effectue par conduction à travers le milieu poreux saturé mais que pour des écarts de température de l'ordre de 10°C, l'apparition de l'ébullition dans la structure fait intervenir la convection qui réduit le gradient thermique par rapport à la conduction pure.

Remarque 1

Sur la figure [3.21], nous pouvons constater que la paroi poreuse présente des surchauffes ($T_p - T_{sat}$) de l'ordre de 5°C avant qu'il n'y ait nucléation dans la structure poreuse alors que la relation de CLAPEYRON :

$$\frac{\Delta P}{\Delta T} = \frac{\mathcal{L}}{T_{sat}\left(\frac{1}{\rho_V} - \frac{1}{\rho_\ell}\right)}$$

ne donne une surchauffe maximale que de l'ordre du degré pour un site de nucléation de 25 µ.

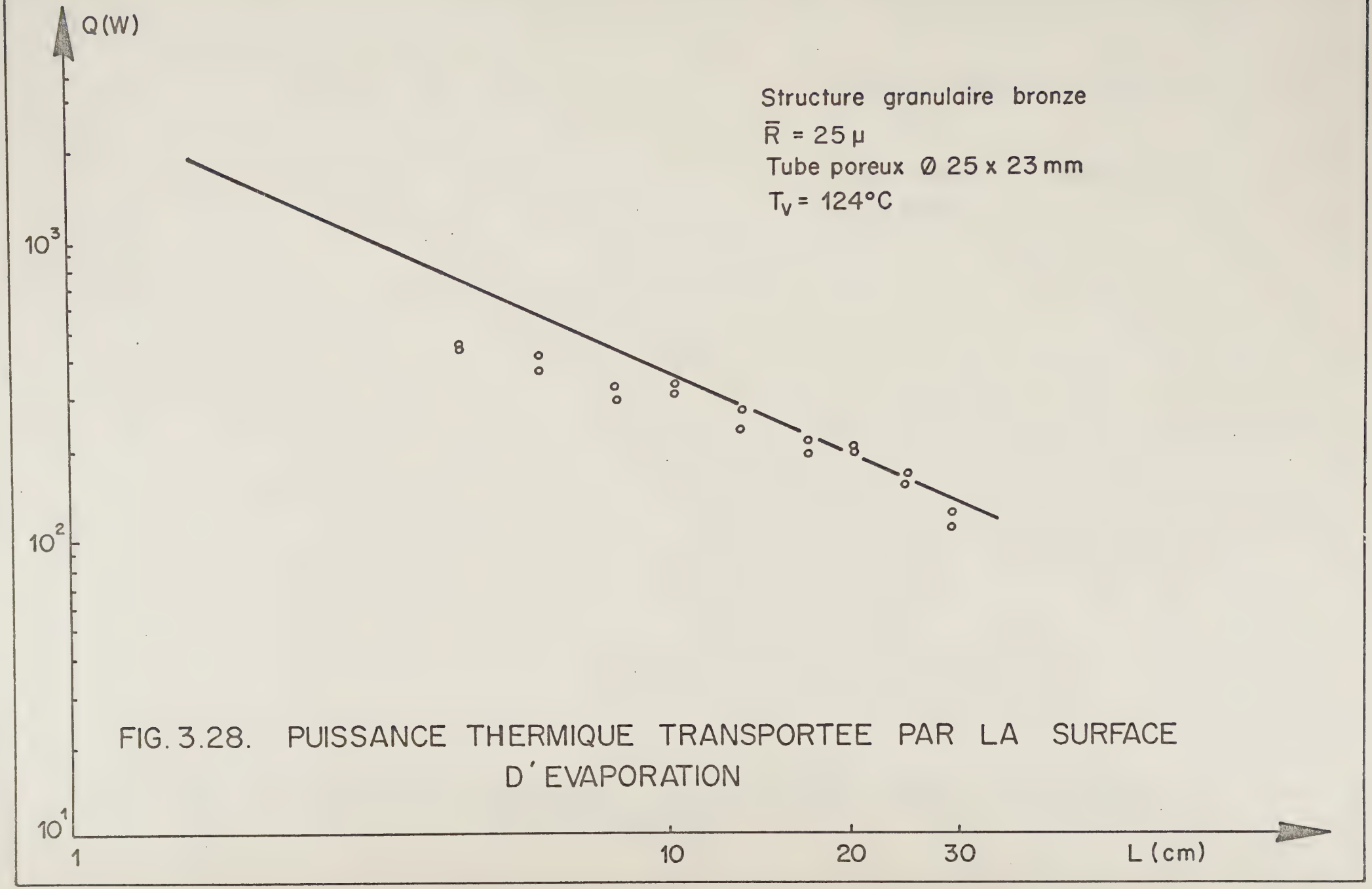


FIG. 3.28. PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA SURFACE D'EVAPORATION

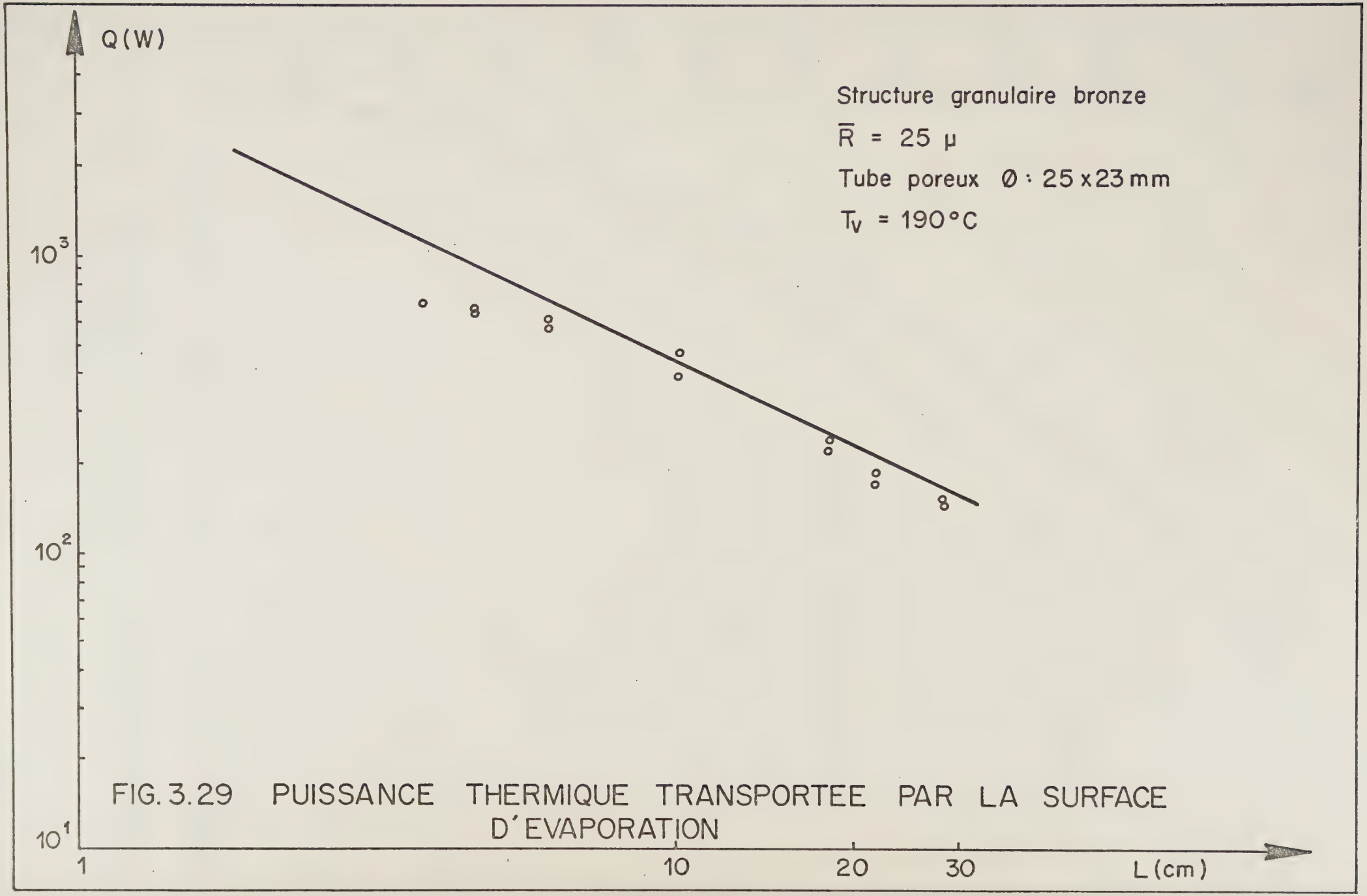


FIG. 3.29 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA SURFACE D'EVAPORATION

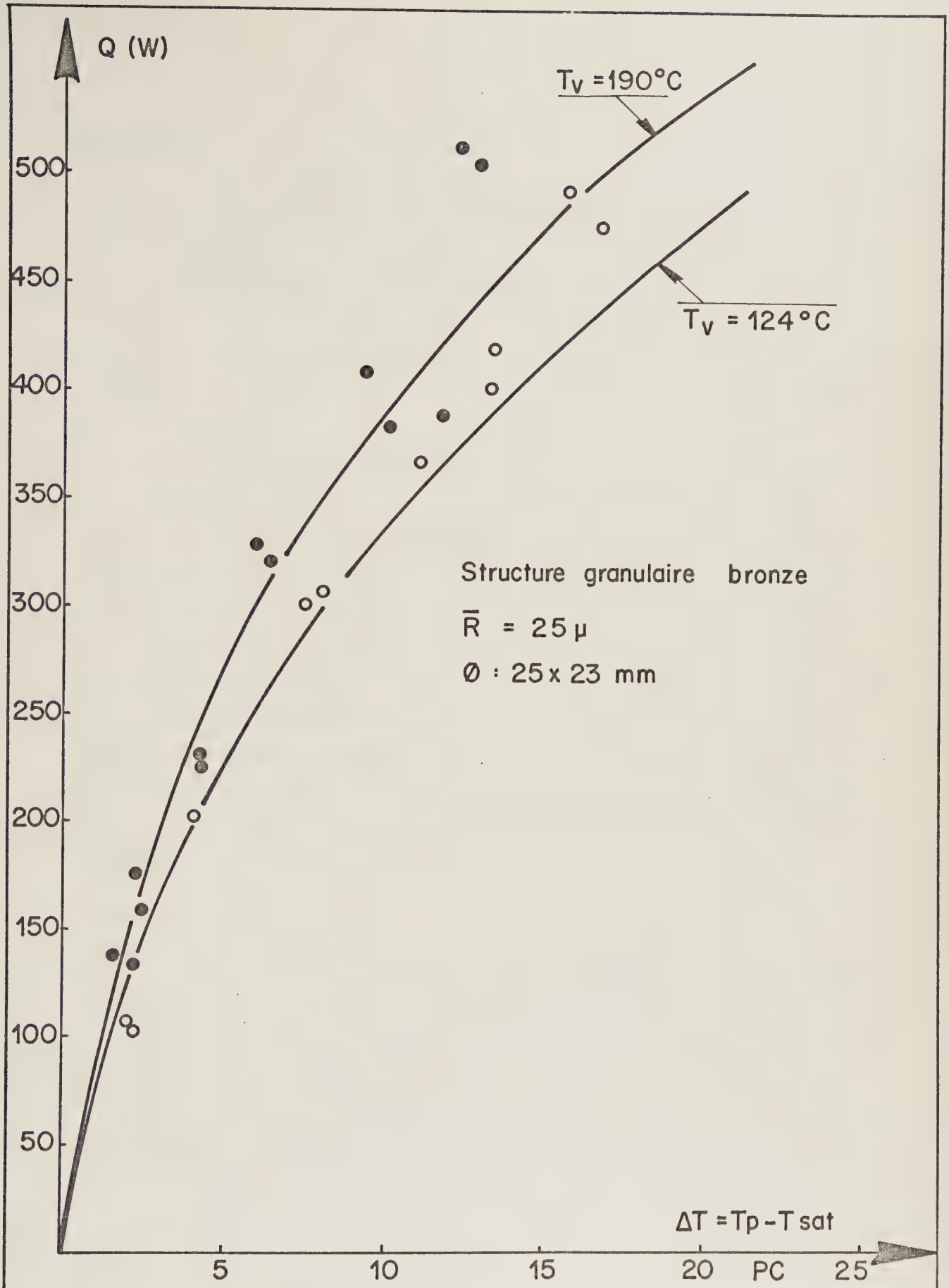


FIG. 3.30 PUISSANCE THERMIQUE TRANSPORTEE PAR LA SURFACE D'EVAPORATION

Remarque 2

En considérant les résultats obtenus pour des petites puissances, nous avons pu constater que la relation :

$$k = \frac{1}{288}\left(\frac{1}{h/\ell} + 3\right)^2 \varepsilon \overline{R}^2$$

restait valable même pour une structure granulaire partiellement asséchée.

d/ Flux_thermique_maximal

En position horizontale, nous n'avons réussi à dépasser un écart de température de 15°C entre la paroi chaude et la température de la vapeur, ce qui nous a fourni un flux maximal de 34 W/cm^2, valeur qui semble correspondre au schéma de flux limite proposé par FERRELL : le transfert de chaleur s'effectue par conduction à travers un film liquide situé dans la première couche granulaire contre la paroi chaude, le reste du poreux est occupé par de la vapeur ; le flux limite est atteint quand le travail nécessaire pour évacuer la vapeur du poreux ne permet plus l'alimentation en liquide de la paroi chaude.

Remarque :

L'énergie nécessaire pour évacuer la vapeur est d'autant plus faible que l'épaisseur du poreux est faible, donc plus la paroi est fine, plus le flux critique est élevé. C'est une des raisons pour lesquelles dans l'étude de l'évaporateur du convertisseur nous avons fractionné la paroi poreuse de façon à utiliser des structures peu épaisses et à faible rayon de pore.

CHAPITRE 4

REALISATION D'UN CONVERTISSEUR

Introduction

Après l'étude faite sur les structures poreuses et les échangeurs diphasiques correspondants, la détermination d'un convertisseur thermique de petite puissance à fonctionnement omnidirectionnel basé sur un cycle de RANKINE et des échangeurs à paroi poreuse, ne constituait plus qu'un travail de synthèse dans lequel il fallait inclure toutefois, les caractéristiques propres de l'appareil étudié. Comme application nous avons pu réaliser un dispositif utilisable dans le domaine océanographique pour la climatisation des plongeurs sous-marins.

Ce dispositif nous l'avons conçu comme une machine à "énergie totale", c'est-à-dire où l'énergie thermique fournie par la source chaude est utilisée entièrement, une partie de cette énergie est convertie en travail, l'autre partie est utilisée comme source de chaleur pour la climatisation.

4.1. Problème de climatisation des plongeurs sous-marins

Le dispositif étudié doit permettre la stabilisation de la température à 28°C ($\pm$ 4°C) sur toute la surface de l'individu dans une eau généralement froide (2°C à 10°C), quelles que soient sa position, son orientation et la profondeur à laquelle il se trouve.

Ces impératifs nous imposent le stockage d'une énergie qui puisse fournir 1,2 kW thermiques pendant 2 heures. Les considérations établies au chapitre 1 nous ont permis de montrer, en ce qui concerne le stockage, que l'accumulateur thermique le plus intéressant est un sel fondu ; dans cette application, nous avons pris un eutectique de lithium : le fluorure de lithium et l'hydroxyde de lithium (LiF-Li OH) qui permet de stocker à une température de 430°C une puissance thermique de 250 Wh/kg de sel (alors que les meilleures batteries ne stockent que 30 Wh/kg).

En ce qui concerne la source d'énergie mécanique, un calcul simple d'optimisation nous a permis de choisir la solution avec convertisseur thermique à cycle de RANKINE par rapport à la solution à batteries avec moteur électrique.

4.2. Conception du convertisseur

4.2.1. Elément de conversion

Comme nous l'avons déjà justifié, les éléments de conversion volumétriques sont les seuls appareils utilisables efficacement pour de si petites puissances. Comme par ailleurs le rapport des puissances thermiques et mécaniques est relativement faible, il n'est pas nécessaire de rechercher le rendement de conversion maximal, ce qui nous permet de choisir une machine volumétrique alternative à fonctionnement séquentiel sans détente ; c'est-à-dire que le cycle suivi par la vapeur est théoriquement rectangulaire.

La figure [4.1] met en évidence le système étudié. La partie motrice est constituée du piston moteur, d'une soupape d'admission, d'un clapet d'échappement, d'un aimant et d'un ressort de rappel. Si nous considérons l'évolution séquentielle de ce type de machine, qui doit fonctionner à une fréquence relativement lente pour qu'il n'y ait pas affolement des différentes parties constitutives, nous pouvons séparer la phase admission et la phase échappement du cycle.

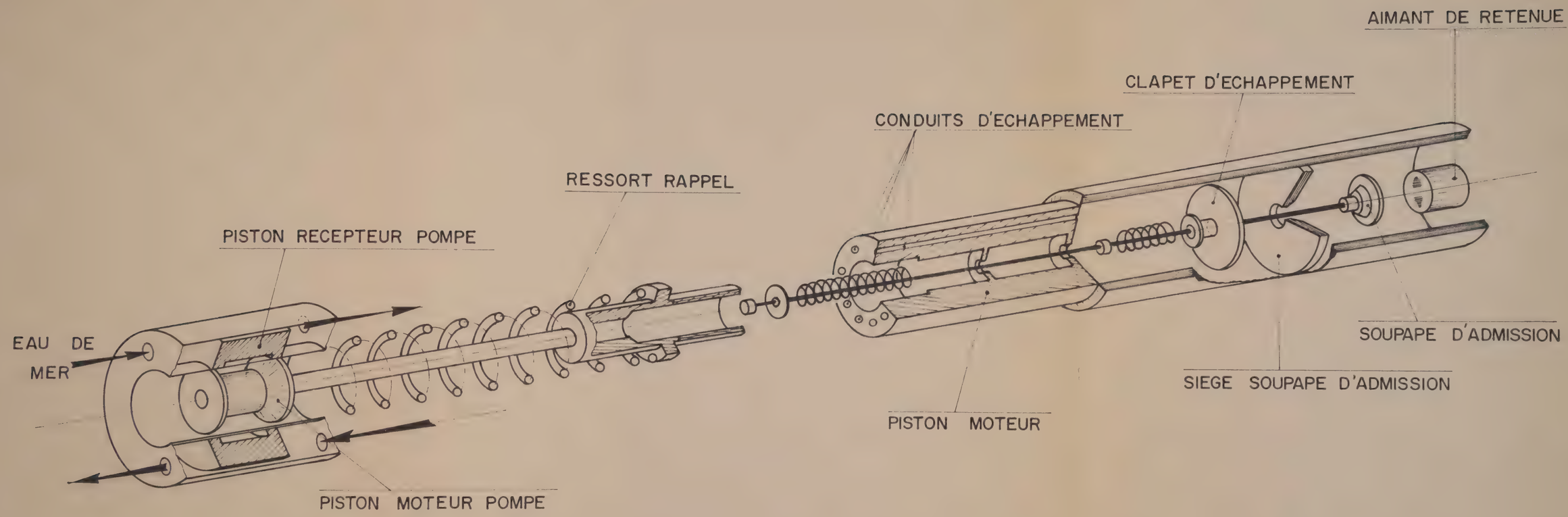


FIG. 4.1. SCHEMA DU SYSTEME DE CONVERSION

- Phase admission

La soupape d'admission est retenue par l'aimant ce qui permet à la vapeur d'agir sur le piston moteur alors que le clapet d'échappement est plaqué sur son siège.

Si nous ne tenons pas compte des phénomènes d'accélération, puisque la fréquence est faible, l'équation du mouvement peut s'écrire :

$$PS \geq k(x+x_o) + \Delta P \cdot Sp + f + f_m$$

P : pression vapeur

ΔP : perte de charge dans la combinaison

S : section du piston

Sp : section de la pompe de circulation

k : raideur du ressort de rappel

x_o : flèche initiale du ressort

x : déplacement

f : frottements

f_m : force magnétique

- Phase échappement

En fin de la phase d'admission, la soupape se ferme et le clapet s'ouvre, ce qui permet à la vapeur de s'évacuer au condenseur pendant la phase échappement qui s'effectue grâce au ressort préalablement comprimé pendant la phase d'admission. En fin de course, le clapet se ferme et la soupape s'ouvre, ce qui permet à un nouveau cycle de recommencer.

L'équation du mouvement s'écrit :

$$k(x + x_o) \geq \Delta P \cdot Sp + Ps$$

s : section de la soupape.

La dimension de l'appareillage est donc fonction de la puissance mécanique demandée alors que les proportions entre les différentes pièces doivent vérifier les deux relations précédentes.

4.2.2. Evaporateur

La figure [4.2] permet de se rendre compte de la conception de cet élément.

Puisque nous avons adopté une source d'énergie thermique à température constante, le choix d'un évaporateur sans surchauffe se justifiait afin de disposer d'un appareil à régulation simple en puissance et en température. Comme par ailleurs des conditions d'encombrement maximal nous imposaient un flux thermique relativement élevé (pour l'eau) de 6 W/cm^2, nous avons adopté une structure poreuse à grains frittés ; par contre l'utilisation de ce poreux demande le fractionnement de la surface d'évaporation en six éléments reliés chacun aux conduits d'alimentation en fluide de travail afin que l'évaporateur soit effectivement omnidirectionnel. Cet élément se compose donc de 6 tubes de diamètre intérieur 20 mm et de 1 mm d'épaisseur placés bout à bout et présentant entre deux éléments successifs une capacité d'alimentation ; un tube étanche est ensuite disposé autour de la surface poreuse d'évaporation ainsi constituée.

4.2.3. Condenseur

Le condenseur quant à lui est formé de surfaces élémentaires disposées en parallèles dont la surface globale est importante (9 tubes de diamètre intérieur 16 mm tapissés par trois couches superposées de toile métallique). Deux raisons justifient ce choix :

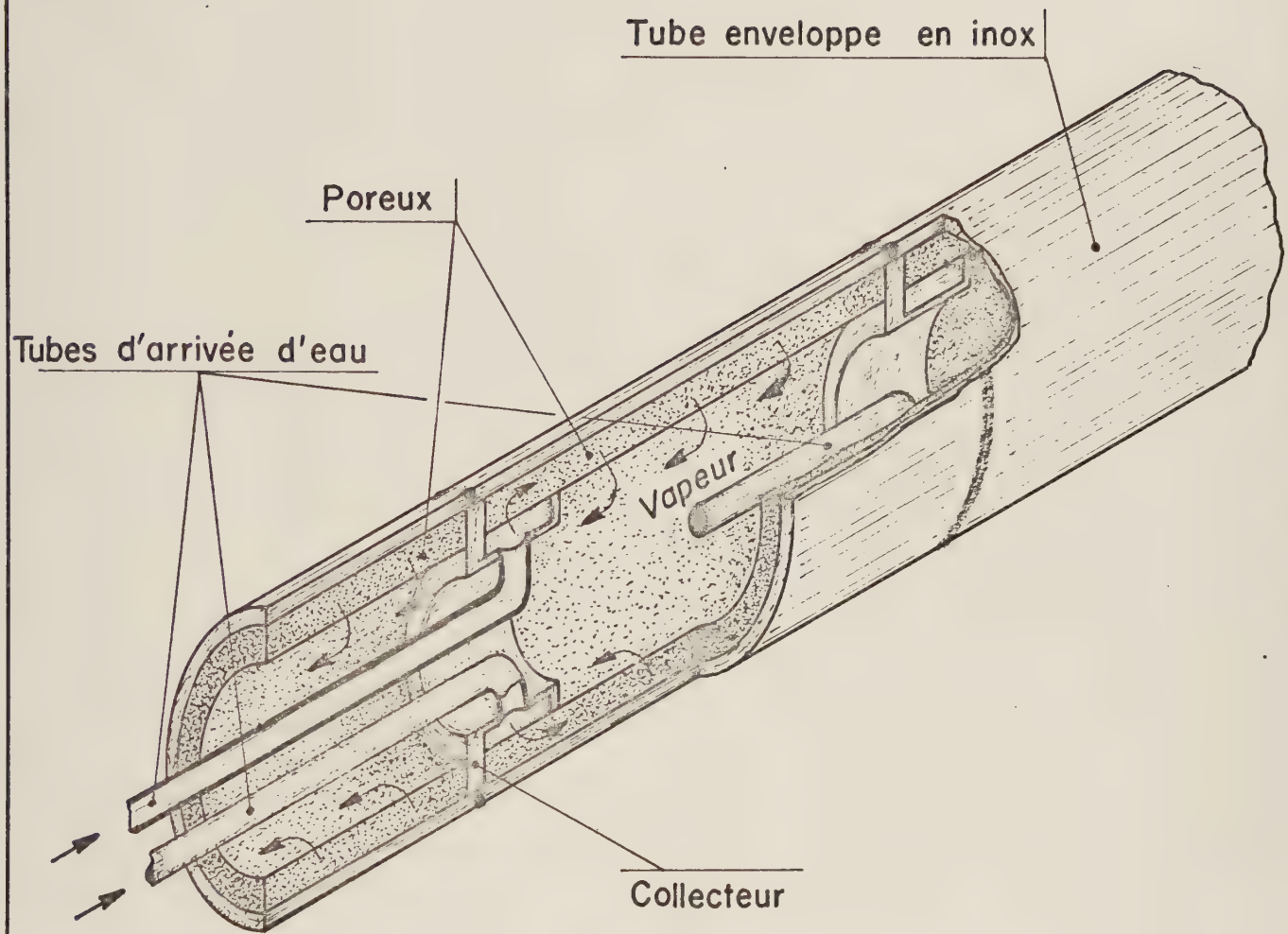


FIG.4.2 REALISATION D'UN EVAPORATEUR SANS SURCHAUFFE

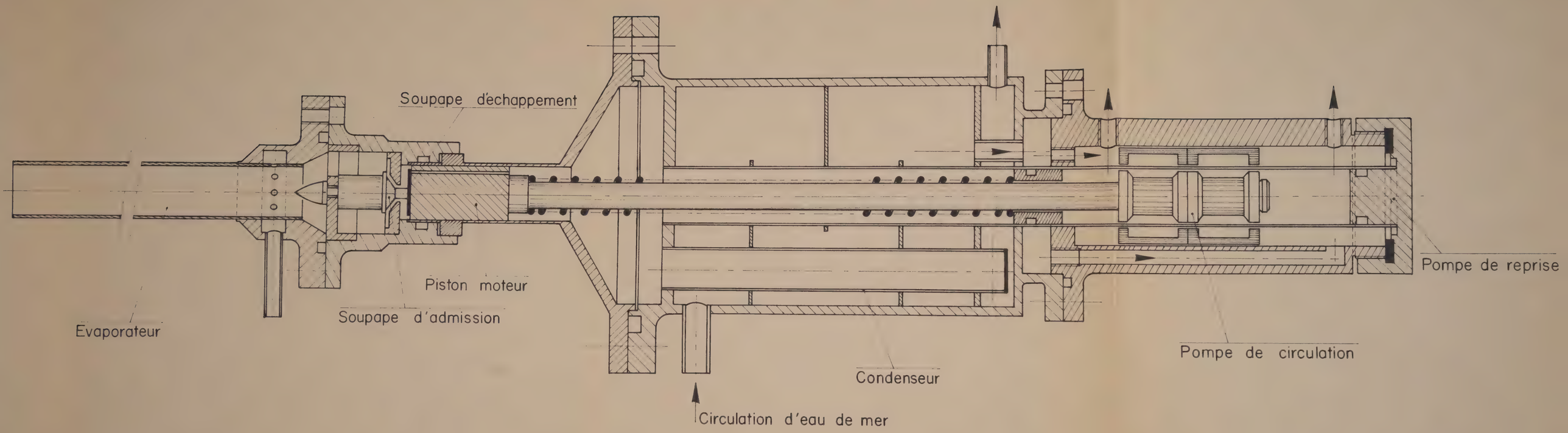


FIG.4.3 CONVERTISSEUR AUTONOME POUR PLONGEURS SOUS - MARINS

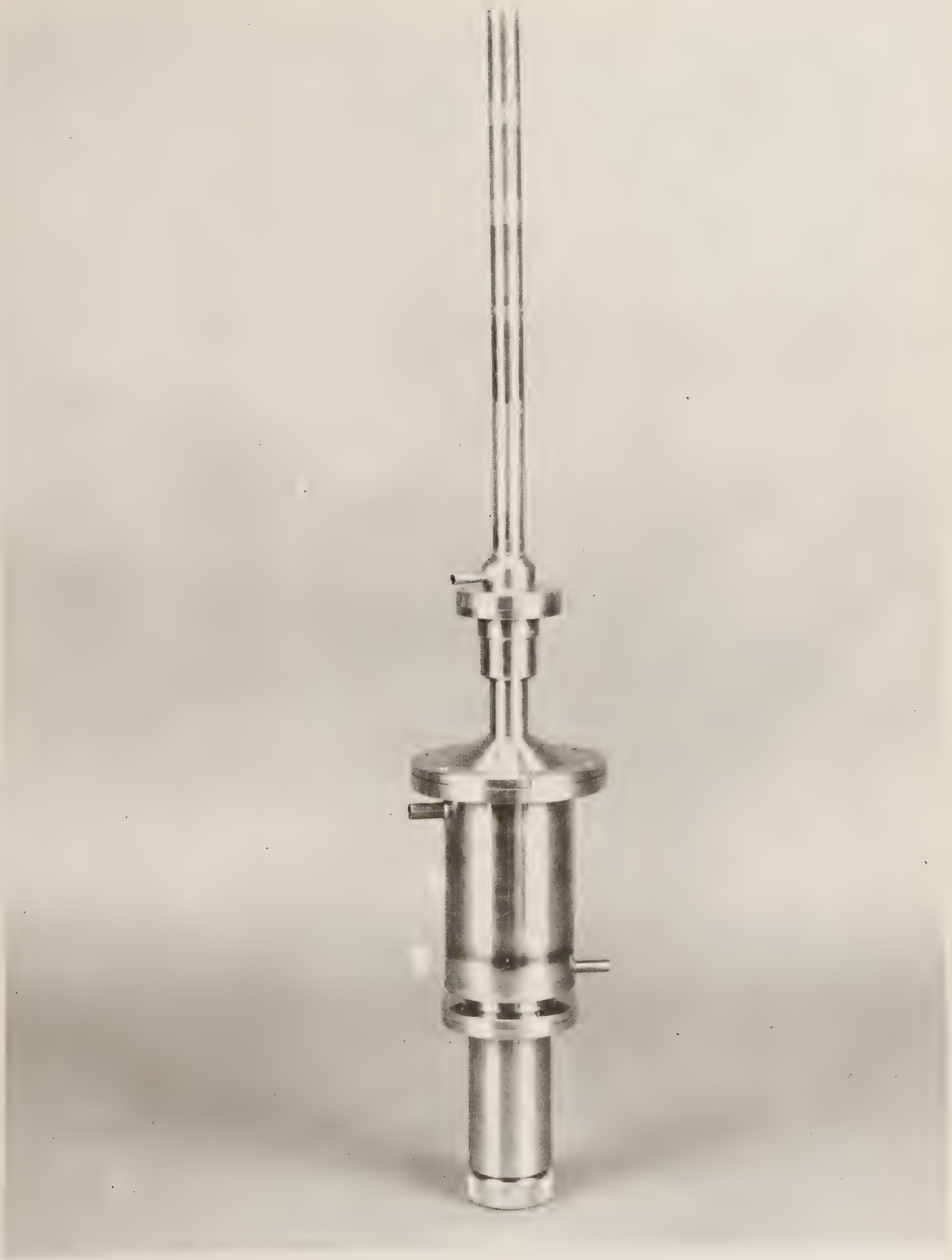


FIG.4.4 CONVERTISSEUR AUTONOME POUR PLONGEUR SOUS - MARIN

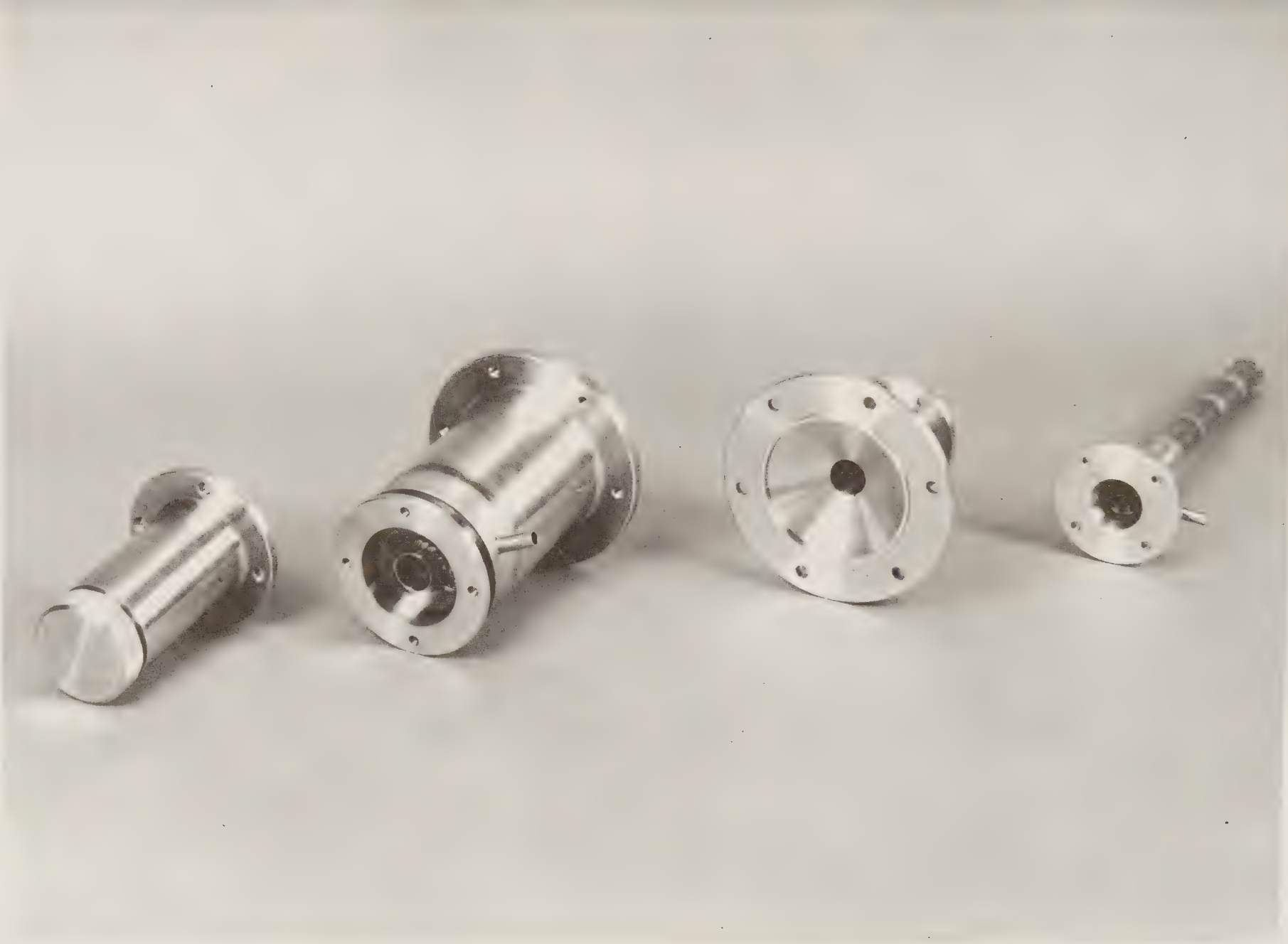


FIG. 4.5 DETAIL DU CONVERTISSEUR

- La surface de condensation doit être saturée à l'arrêt et en marche.
- La température de condensation doit être la plus faible possible pour qu'il n'y ait pas de risques de dépôt de sel dans le circuit d'eau de mer.

Le choix de la toile métallique est justifiée par la recherche d'une optimisation des caractéristiques de transport de la surface de condensation et une mise en place facile (pour un projet définit, le choix d'une structure fibreuse à forte porosité s'imposerait).

1.2.4. Appareillage annexe

A partir de l'énergie mécanique utilisable sur la tige du piston moteur, le problème se pose d'une part de transmettre l'énergie à la pompe de circulation et de réguler cette circulation d'autre part.

Afin d'avoir une étanchéité entre le fluide de travail et le fluide de circulation, la liaison entre le piston moteur et la pompe de circulation se fait au moyen d'un accouplement magnétique aimant permanent.

Pour la régulation en puissance, un des paramètres les plus accessibles est la fréquence de fonctionnement que nous pouvons facilement modifier au moyen d'une vanne de laminage ; quant à la régulation en température, elle peut se faire grâce au rapport des volumes de la chambre vapeur du piston V, moteur et de la chambre liquide de la pompe de reprise : v

A chaque cycle, nous avons la relation :

$\frac{\rho_v}{\rho_\ell} = \frac{v}{V}$ valable pour un seul régime de marche qui correspond à une température T_v de la vapeur et une température T_ℓ du liquide. Cette fixation de la température nous permet de disposer d'un système de sécurité simple pour la tenue des matériaux.

Le démarrage d'un tel dispositif s'effectue facilement par injection de liquide à l'évaporateur au moyen d'une pompe manuelle.

4.2.5. Mise en oeuvre

Pour que l'appareil que nous proposons puisse fonctionner dans les meilleures conditions, il faut parfaitement nettoyer les structures poreuses et effectuer un dégazage poussé de l'enceinte fluide de travail. Pour ce faire, nous avons utilisé les mêmes techniques de nettoyage que celles exposées pour les structures poreuses et nous avons dégazé l'enceinte par congélations successives de l'eau ; c'est-à-dire qu'après avoir fait fonctionner l'appareil nous le plongeons dans l'azote liquide pour que l'eau se prenne en glace avant de tirer ou vider pour qu'il n'y ait pas de perte de fluide, et ceci plusieurs fois de suite.

4.3. Conclusion

Il nous semble que la réalisation pratique d'un appareil permet, plus que tout autre développement, de montrer la validité des idées émises en ce qui concerne les sources d'énergie, le cycle thermodynamique, la machine de conversion et les échangeurs à parois poreuses.

CONCLUSION GENERALE

Le résultat de cette étude peut être considéré comme une solution intéressante pour répondre à un besoin en sources d'énergie autonomes de petite puissance à fonctionnement omnidirectionnel.

A travers les différents chapitres, nous avons tout d'abord mis en évidence l'avantage d'une machine thermique, et en particulier à cycle de RANKINE sur d'autres solutions, et par la suite, proposé une conception originale d'échangeurs pour le convertisseur.

Sur ces échangeurs à parois poreuses, nous avons particulièrement développé l'optimisation de la structure de changement de phase et mis en évidence l'influence mutuelle du fluide de travail et de son support pour la détermination du fonctionnement limite de ce type de surface de changement de phase.

Par ailleurs, l'étude approfondie de ce type d'échangeurs nous a permis de développer des solutions originales d'évaporateur sans surchauffe et de condenseur-désurchauffeur qui pourraient être utilisés pour des dispositifs autres que les convertisseurs.

Enfin l'étude expérimentale des structures poreuses, de leur utilisation dans les échangeurs et leur application au problème de la climatisation des plongeurs sous-marins, nous a permis de vérifier avec succès les hypothèses émises.

Toutefois, les résultats obtenus ne doivent pas masquer le caractère particulier de notre solution en ce qui concerne son utilisation et ses caractéristiques limites.

D'autres études expérimentales devraient permettre une meilleure connaissance de certains mécanismes de transfert dans les structures poreuses, aussi bien pour l'eau que pour d'autres fluides de travail, sans oublier que dans le domaine en évolution, des générateurs d'énergie autonomes, chaque utilisation correspond à un problème nouveau et demande une étude particulière.

Nous terminerons en signalant que la solution proposée, si elle peut être considérée comme intéressante aujourd'hui, peut être rapidement remise en question avec la découverte de sources d'énergie nouvelles ou le développement spectaculaire de certaines solutions actuelles (batteries, piles à combustible).

REFERENCES

CHAPITRE 1

(1.1) R. VICHNIEVSKY

Thermodynamique appliquée aux machines
MASSON et Cie - 1967

(1.2) S.V. MANSON

Areview of the alkali metal Rankine Technology program
Journal of Spacecrafts and Rockets, November 1968
Vol. 5 - n° 11

(1.3) J.A. HELLER and M.V. GUTSTEIN

Status of advances Rankine power conversion technology
American Nuclear Society - June 1971

(1.4) G.D. HUFFMAN and D.E. BUXTON

Thermodynamic optimization of Rankine cycle space power systems
Journal of engineering for Power - January 1968

(1.5) L. BRONICKI

Rankine cycle power unit operating with isotopic heat sources
A.E.R.E. Harwell - september 1966

(1.6) R. OTTESEN

A Survey of the isotope fueled small Rankine cycle Power unit
A.E.R.E. Harwell - september 1966

(1.7) BARTHELEMY - BOUCHER

Réalisation de sources à base de ^{238}Pu pour microgénérateur d'énergie
Note CEA - n 1102 - Avril 1969

(1.8) K.E. BUCK

An implantable artificial heart
Mechanical Engineering - september 1969

(1.9) S.S. KITRILAKIS and E.F. DOYLE

The development of portable, reciprocating engine Rankine cycle generating sets
I.A.E. January 1969

(1.10) R. MORACCHIOLI

Le cycle de Stirling et ses applications
Note d'information TT - Avril 1970

(1.11) T. FINKELSTEIN

Thermodynamic analysis of Stirling engines
Journal of space crafts and Rockets - vol. 4 N° 9
Sept. 1967

(1.12)

Rankine cycle Working fluid.Sélection and spécification rationale
I.A.E. January 1969

(1.13) J. CAZENEUVE

Une solution originale au problème du stockage de l'énergie.
Entropie n° 23 - 1968

(1.14) R. BIDARD

Essai sur une systématique des cycles thermodynamiques
Entropie N° 29 - 1969

(1.15) G.J. JANZ

Molten salts hanbook
Academic press - 1967

CHAPITRE 2

(2.1) A.V. LVIKOV

Heat and Mass transfer in capillary-porous bodies
Pergamon Press - 1966

(2.2) R.P. MAYER, R.A. STOWE

Mercury porosimeter - Break through pressure for penetration between packed spheres
Journal of colloïd science 20, 893-911 - 1965 -

(2.3) A.M. SCHWARTZ, F.W. MINOR

A simplified thermodynamic approach to capillarity Application to flow in capillary channels
Journal of colloïd science 14, 572-583 - 1959

(2.4) R.E. JOHNSON

Conflicts between Gibbsian thermodynamics and recent treatments of interfacial energies in solid-liquid-vapor systems
The Journal of Physical Chemistry - Oct. 1959 - vol.63

(2.5) R.A. ERB

Wettability of metals under continuous condensing conditions
The Journal of Physical Chemistry - April 1965 - vol.69

(2.6)

Contact angle wettability and adhesion
Advances in chemistry séries 43
American chemical sociéty 1964

(2.7) G. CHAUVETEAU et Cl. THIRRIOT

Régimes d'écoulement en milieu poreux et limite de la loi de Darcy
La Houille Blanche - n° 2 - 1967

(2.8) G.S. BEAVERS, E.M. SPARROW

Non Darcy flow through fibrous porous media
Journal of Applied Mechanics - Décember 1969

(2.9) REYNOLDS

Papers on mechanical and physical subjects
Cambridge University Press - 1900

(2.10) MUSKAT

The flow of homogenous fluids through porous media
Mc Grow Hill - New York - 1937

(2.11) A.E. SCHEIDEGGER

The physics of flow through porous media
Mc Millan New York - 1960

(2.12) J.C. CANNON, J.N. ARMOUR

Fluid flow through woven sceens
AICHE - Vol. 14, n° 3 - May 1968

(2.13) R.B. BIRD, W.E. STEWART, E.N. LIGHT FOOT

Transport Phenomena
John Wiley - 1965

(2.14) G.N. DULNEV, YU.P. ZARICHNYAK

A study of the generalized conductivity coefficients in heterogeneous systems
Heat Transfer Soviet Research - July 1970

(2.15) SOLIMAN, GRUMAN, BERENSON

Effective thermal conductivity of dry and liquid-saturated sintered fiber metal wicks
A.S.M.E. Paper

(2.16) W. WOO

Study of passive temperature and humidity control systems for advanced space suits
NASA - CR - 73271 - Nov. 1968

(2.17) NEAL L.G.

An analytical and experimental study of heat pipes
Report EM 17-5 TRW Systems Redondo Beach
Califor, Jan. 1967

(2.18) J.K. FERRELL, J. ALLEAVITCH

Chemical engineering Progress symposium series
n° 102 - Vol. 66

(2.19) R.A. MOSS, A.J. KELLY

Neutron radiographic study of limiting planar heat pipe performance
International Journal of heat and Mass Transfer
Vol. 13 - 1970

(2.20) E.M. SPARROW, G.S. BEAVERS, L.Y. YUNG

Channel and tube flows with surface mass transfer and velocity slip
The Physics of fluids - vol. 14 - N° 7 - July 1971

(2.21) S.W. YUAN, A.B. FINKELSTEIN

Laminar pipe flow with injection and suction through porous walls
Transaction A.S.M.E. 78, 719-724 -1956

(2.22) R.B. KINNEY

Fully developped frictional and heat transfer chracteristics of laminar flows in porous tubes
International Journal of heat and Mass transfer
Vol. 11, 1393-1401 - 1968

(2.23) E.M. SPARROW, R.B. KINNEY

Turbulent flow, heat transfer, and mass transfer in a tube with surface suction
Journal of heat transfer - February - 1970

(2.24) SPALDIND

Heat and Mass transfer in recirculating flows
Academic Press - 1969

(2.25) GRAND-LATROBE

Hydrodynamique des courants de recirculation dans le cas de la cavité

Note Transferts Thermiques (CEA) n° 403

(2.26) G.B. WALLIS

Laminar flow in porous tubes at high extraction rates
Dortmouth Collège - January 1970

(2.27) E.K. LEVY

Theorical investigation of heat pipes operating at low vapor pressure
Journal of engineering for Industry - November 1969

(2.28) R. MORACCHIOLI - C. CHEVRIER

Etude du phénomène de condensation par contact
Note d'information Transferts Thermiques - Mars 1971

(2.29) R. MORACCHIOLI

Evaporateur omnidirectionnel
Note d'information Transferts Thermiques - Octobre 1971

(2.30) R. MORACCHIOLI - C. CHEVRIER

Phénomènes capillaires dans les milieux poreux utilisables comme support de changement de phase
Note T.T. N° 391 - Juillet 1971

(2.31) R. MORACCHIOLI

Condenseur omnidirectionnel
Note T.T. N° 358 - Septembre 1970

(2.32) R. MORACCHIOLI - C. CHEVRIER - A. GOUZY

Utilisation des structures poreuses dans les convertisseurs thermiques
A paraître.

(2.33) MARTO and MOSTELLER

The effect of nucleate boiling on the operation of low temperature heat pipes

ASME paper N° 69 HT 24 - August 1969